



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: REDISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS DEL
VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA
FÓRMULA SAE**

**AUTORES: GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ
SANTIAGO DAVID MIRANDA VELASCO**

DIRECTOR: ING. EURO MENA M.

LATACUNGA

2018



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “**REDISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA FÓRMULA SAE**” realizado por los señores **GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ** y **SANTIAGO DAVID MIRANDA VELASCO**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores **GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ** y **SANTIAGO DAVID MIRANDA VELASCO** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 30 de enero del 2018



**EURO RODRIGO MENA MENA
DIRECTOR**



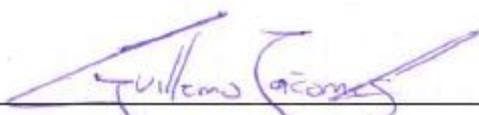
**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

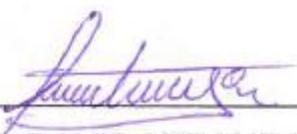
Nosotros, **GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ**, con cédula de identidad N° 1721780755 y **SANTIAGO DAVID MIRANDA VELASCO**, con cédula de identidad N° 1722584495, declaramos que este trabajo de titulación “**REDISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA FÓRMULA SAE**” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 30 de enero del 2018



GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ
C.C: 1721780755



SANTIAGO DAVID MIRANDA VELASCO
C.C: 1722584495

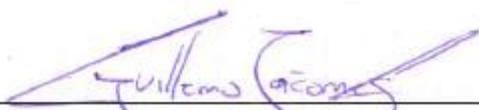


**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

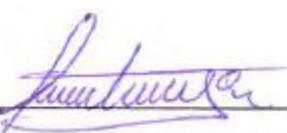
AUTORIZACIÓN

Nosotros, **GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ** y **SANTIAGO DAVID MIRANDA VELASCO**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en el repositorio institucional el trabajo de titulación **“REDISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA FÓRMULA SAE”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Latacunga, 30 de enero del 2018



GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ
C.C: 1721780755



SANTIAGO DAVID MIRANDA VELASCO
C.C: 1722584495

DEDICATORIA

A mi madre Niurka, porque todo lo que soy y seré en la vida es gracias a ella. Que cada logro es por y para ti mi amada madre. A la memoria de mi padre Guillermo, mi referente e inspiración. Hombre honesto y ejemplar de quien quiero seguir sus pasos. A mis hermanos y sobrinos.

A mis compañeros de los distintos equipos de competición FESPE con quienes compartimos inigualables experiencias.

Guillermo Arturo Jácome González

DEDICATORIA

A Dios por no permitir que renuncie en ningún momento desde el primer instante que empecé este deseo de superación, el esfuerzo y dedicación han dado frutos.

A mis padres, Manuel Miranda y Gloria Velasco, principales colaboradores de esta obra por medio de la fe y confianza depositada cada instante, este es un logro también suyo. Los amo infinitamente.

A mis hermanas Vivi y Gaby y a mi sobrino Oscar, son muy importantes en mi vida.

Santiago David Miranda Velasco

AGRADECIMIENTOS

Al ser supremo, por haberme dado la vida y guiarme hasta este momento tan importante en mi formación profesional.

A mi madre Niurka, porque toda mi vida has sido mi soporte, mi confidente pero sobretodo mi mejor amiga y nunca has dejado de confiar y apoyarme.

A mi padre Guillermo, quien me inspiró para seguir ingeniería automotriz. Quisiera que estés aquí viejito mío para celebrar este triunfo porque fuiste y serás mi inspiración, mi modelo a seguir.

A mi sobrino Jorgito quien desde el cielo me acompaña y con sus locuras me enseño que en la vida hay que ser fuertes y luchar contra toda adversidad.

Al Ing. Euro Mena, profesor y amigo, parte fundamental de esta investigación y quien desde primeros niveles me ofreció sus consejos y experiencias.

A mis tíos Bayardo, Sonia, Fernando y Valery quienes me han apoyado a lo largo de esta aventura.

A mi tío Yayo por su ayuda en momentos difíciles y sus sabios consejos.

A mi compañero de tesis, Santiago Miranda con quien se compartió grandes experiencias al momento de hacer la tesis

A mi gran amigo Gabriel Cruz, persona quien confió en mi cuando estaba en primer nivel y me permitió ingresar a ser parte del proyecto FESPE.

A mis profesores quienes supieron guiarme en toda esta etapa estudiantil, su apoyo y consejos siempre serán recordados.

A todos los integrantes del equipo FESPE, amigos quienes se compartieron grandes experiencias, aprendizajes y quienes me guiaron en mis estudios. En especial a Luis Quiroz, Edison Guascal, Fernando Mesías, Antonio Mogro, Anderson Ayala, Ing. Henry Iza, Ing. Wilson Tráves.

Guillermo Arturo Jácome González

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios y la virgen María por tenerme con salud y bienestar para lograr culminar este escalón más de mi carrera profesional teniendo muy cerca a mi familia.

A mi querido padre Manuel Miranda, gracias por infundir valores y grandes enseñanzas durante toda mi vida, siempre con cariño y alegría. Eres un ejemplo de valentía, superación y sobre todo humildad, pilar y fortaleza del hogar.

A mi madre, amiga y maestra, Gloria Velasco por darme más que la vida, amor y apoyo incondicional sobre todo en los momentos más difíciles, por la confianza puesta en mí para la superación de mis estudios.

A mis hermanas, Vivi y Gaby, por el cariño y risas desde pequeños juntos, por las palabras de aliento y cariño que me motivaron culminar con este trabajo de titulación. A mi sobrino Osquitar.

A mi director de tesis, el ingeniero Euro Mena por la amistad y conocimientos impartidos para el desarrollo de este proyecto sin dejar de lado los valores humanos.

A mi compañero de tesis, Guillermo Jácome por compartir las experiencias que hicieron posibles cumplir esta meta ansiada.

A los amigos del nuevo equipo FESPE que se esforzaron día a día para terminar este proyecto del nuevo prototipo.

A todos los docentes de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE quienes permitieron la culminación de la carrera de Ingeniería Automotriz, teniendo presente la ética y moral durante la formación profesional.

Santiago David Miranda Velasco

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA	i
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTOS	vii
AGRADECIMIENTOS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE ECUACIONES	xvii
RESUMEN	xviii
ABSTRACT	xix

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes	1
1.2. Planteamiento del problema.....	2
1.3. Descripción resumida del proyecto	3
1.4. Justificación e importancia	3
1.5. Objetivos	5
1.5.1 Objetivo general	5
1.5.2 Objetivos específicos	5
1.6 Metas	5
1.7 Hipótesis	6
1.8 Variables de investigación.....	6
1.9 Metodología de desarrollo del proyecto	7

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción.....	8
------------------------	---

2.2.	Generalidades competencia <i>Formula Student Germany</i>	9
2.2.1	Pruebas estáticas.....	10
2.2.2	Pruebas dinámicas.....	11
2.3	Sistemas de suspensión	12
2.3.1	Suspensión de un FSAE	13
2.3.2	Configuraciones suspensiones de competición	14
a	Suspensión <i>Push Rod</i>	14
b	Suspensión <i>Pull Rod</i>	15
c	Diferencias entre <i>Pull Rod</i> y <i>Push Rod</i>	16
2.3.3	Geometría de suspensión	17
2.3.4	Mangueta	19
2.3.5	Funciones de mangueta.....	20
2.4	Aros y neumáticos.....	21
2.4.1	Centros de rueda	21
2.4.2	Aros.....	21
2.5	Material	22
2.5.1	Resistencia a la tensión (S_u).....	23
2.5.2	Resistencia de fluencia (S_y).....	24
2.5.3	Límite elástico	25
2.5.4	Módulo de elasticidad (E).....	25
2.5.5	Ductilidad y porcentaje de elongación.....	25
2.5.6	Relación de Poisson.....	26
2.5.7	Dureza.....	26
2.5.8	Maquinabilidad	26
2.5.9	Tenacidad	27
2.5.10	Resistencia a la fatiga.	27
2.5.11	Densidad	27
2.6	Clasificación de los metales y aleaciones.	27
2.6.1	Acero.....	28
2.6.2	Aluminio	28
2.7	Tratamientos térmicos en aluminio.....	28
2.8	Ingeniería asistida por computador (CAE)	29
2.8.1	Optimización	30
2.8.2	Topología de optimización	30

2.8.3	Software para optimización	32
-------	----------------------------------	----

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

3.1.	Diseño	33
3.1.1	Cálculos fuerzas aplicadas a la mangueta	33
a	Desaceleración	33
b	Carga de frenado	34
c	Carga lateral en curva	36
d	Fuerza aplicada en la junta de la dirección de la mangueta.....	39
e	Resumen de fuerzas calculadas	40
3.2	Análisis de la mangueta delantera matriz de la calidad.....	41
3.2.1	Voz del usuario	41
3.2.2	Voz del ingeniero	42
3.2.3	Especificaciones técnicas	42
3.2.4	Matriz de selección.....	43
3.3	Proceso de rediseño y optimización de geometría.....	45
3.4	Proceso simulación Ansys	52
3.4.1	Mallado de la mangueta	56
3.4.2	Aplicación de cargas anteriormente calculadas	56
3.4.3	Análisis de resultados	57
a	Ensayo #1	57
b	Ensayo #2	59
c	Ensayo #3	61
d	Ensayo #4	63
3.5	Construcción	66
3.5.1	Materiales.....	66
3.5.2	Proceso de mecanizado.....	67

CAPÍTULO IV

IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

4.1	Verificación de medidas	77
4.1.1	Peso.....	77
4.1.2	Dimensiones	79

4.1.3	Pruebas de soldadura	79
4.2	Montaje del componente	80
4.2.1	Armado.....	80
4.3	Pruebas FSAE	82
4.3.1	Aceleración	82
4.3.2	Skid pad	84
4.3.3	<i>Autocross</i>	84

CAPÍTULO V

MARCO ADMINISTRATIVO

5.1	Recursos humanos	86
5.2	Recursos tecnológicos	86
5.3	Recursos materiales.....	87
5.4	Presupuesto	88

CONCLUSIONES	89
---------------------------	----

RECOMENDACIONES	90
------------------------------	----

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	91
---	----

ANEXOS

ANEXO 1. Certificación de Soldadura

ANEXO 2. Planos

CERTIFICACIÓN

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Masas no suspendidas en un vehículo.....	9
Figura 2. Puntajes pruebas año 2012.....	10
Figura 3. Esquema de fuerzas <i>Push Rod</i> prototipo FESPE 2012.....	15
Figura 4. Esquema de fuerzas <i>Pull Rod</i> prototipo FESPE 2014.....	16
Figura 5. Suspensión <i>Push Rod</i> (izq.) vs <i>Pull Rod</i> (der.).....	16
Figura 6. Ángulo de caída.....	17
Figura 7. Ángulo de avance.....	18
Figura 8. Ángulo de inclinación de la dirección.....	19
Figura 9. Radio de pibote.....	19
Figura 10. Mangueta FESPE 2012.....	20
Figura 11. Aro y sus componentes acoplados.....	22
Figura 12. Diagrama esfuerzo – deformación unitaria para el acero.....	24
Figura 13. Diagrama esfuerzo – deformación unitaria para el aluminio.....	24
Figura 14. DCL vista lateral.....	34
Figura 15. DCL vista frontal.....	36
Figura 16. Diagrama de cuerpo libre del neumático.....	38
Figura 17. DCL giro de la dirección.....	39
Figura 18. Propiedades mecánicas de distintos tipos de aluminio.....	45
Figura 19. Mangueta delantera FESPE 2012.....	46
Figura 20. Inicio optimización <i>software</i> Inventor.....	47
Figura 21. Icono generador de forma <i>software</i> Inventor.....	47
Figura 22. Asignación de material para optimización.....	48
Figura 23. Asignación de restricciones.....	48
Figura 24. Asignación de cargas.....	49
Figura 25. Especificación de regiones que se deben conservar.....	49
Figura 26. Configuración de mallado y optimización.....	50
Figura 27. Generación de forma.....	50
Figura 28. Imagen obtenida después de generar la optimización.....	51
Figura 29. Evolución proceso de geometrías de la mangueta.....	52
Figura 30. Exportación de archivo CAD.....	53
Figura 31. Vinculación geometría y modelo en Ansys.....	53

Figura 32. Importación de archivo CAD a Ansys	54
Figura 33. Captura módulo <i>Static Structural</i>	54
Figura 34. Captura de pantalla módulo <i>Mechanical</i>	55
Figura 35. Asignación de materiales.....	55
Figura 36. Tamaño y verificación del mallado.....	56
Figura 37. Cargas aplicadas en la mangueta	57
Figura 38. Tensión equivalente Von Mises ensayo 1.....	58
Figura 39. Desplazamiento total mangueta ensayo 1	58
Figura 40. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 1	59
Figura 41. Factor de seguridad mangueta ensayo 1.....	59
Figura 42. Tensión equivalente Von Mises ensayo 2.....	60
Figura 43. Desplazamiento total mangueta ensayo 2	60
Figura 44. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 2.....	61
Figura 45. Factor de seguridad mangueta ensayo 2.....	61
Figura 46. Tensión equivalente Von Mises ensayo 3.....	62
Figura 47. Desplazamiento total mangueta ensayo 3.....	62
Figura 48. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 3.....	63
Figura 49. Factor de seguridad mangueta ensayo 3.....	63
Figura 50. Tensión equivalente Von Mises ensayo 4.....	64
Figura 51. Desplazamiento total mangueta ensayo 4.....	65
Figura 52. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 4.....	65
Figura 53. Factor de seguridad mangueta ensayo 4.....	66
Figura 54. Materiales en bruto previo al maquinado	67
Figura 55. Plancha base para la mangueta después del corte de agua	68
Figura 56. Proceso de torneado eje.....	69
Figura 57. Mangueta después de ser prensada.....	71
Figura 58. Calentamiento de la mangueta para soldarla	73
Figura 59. Proceso de soldadura TIG de la mangueta	73
Figura 60. Conjunto de la mangueta después de soldada.....	74
Figura 61. Mangueta en proceso de maquinado.....	74
Figura 62. Mangueta en proceso de pulido.....	75
Figura 63. Soldadura de anclaje mesa superior.....	75
Figura 64. Mangueta delantera optimizada FESPE 2012	76
Figura 65. Medición de peso mangueta Acero A36	77

Figura 66. Peso aproximado mangueta usando <i>software</i> Inventor	78
Figura 67. Medición de peso de las manguetas en Aluminio AW7021.	78
Figura 68. Dimensiones de la mangueta	79
Figura 69. Ensayo por tintas penetrantes	80
Figura 70. Ensayo por partículas magnéticas	80
Figura 71. Medición de peso conjunto mangueta - rodamiento	81
Figura 72. Ensamblaje del conjunto mangueta	81
Figura 73. Conjunto mangueta ensamblado	82
Figura 74. Pista de aceleración.....	83
Figura 75. Trazado del Skidpad	84
Figura 76. Pista para pruebas Autocross	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Operacionalización de la variable independiente.....	6
Tabla 2. Operacionalización de la variable dependiente.....	7
Tabla 3. Puntajes máximos pruebas estáticas año 2012.....	10
Tabla 4. Puntajes máximos pruebas dinámicas año 2012.....	11
Tabla 5. Datos para cálculos de fuerzas aplicadas a la mangueta	35
Tabla 6. Datos para el cálculo de carga lateral en curva	36
Tabla 7. Fuerzas y distancias aplicadas durante la carga lateral.....	37
Tabla 8. Datos necesarios para la fuerza en el anclaje superior	38
Tabla 9. Notación para cálculos en la junta de la dirección	40
Tabla 10. Fuerzas calculadas resultantes.....	40
Tabla 11. Cargas aplicadas en la mangueta (N).....	41
Tabla 12. Especificaciones técnicas de la mangueta.....	42
Tabla 13. Matriz de selección de material.....	44
Tabla 14. Parámetros de fabricación mangueta delantera FESPE 2012.....	46
Tabla 15. Cursograma para la construcción de la mangueta.....	67
Tabla 16. Campos de aplicación de las tolerancias ISO.....	71
Tabla 17. Grados de tolerancia de ajuste	71
Tabla 18. Características de soldabilidad Aluminio 7021.....	72
Tabla 19. Calibración soldadora	73
Tabla 20. Características de fabricación mangueta optimizada.....	76
Tabla 21. Detalles del circuito de pruebas <i>autocross</i>	85
Tabla 22. Recursos humanos	86
Tabla 23. Recursos tecnológicos	87
Tabla 24. Recursos materiales	87
Tabla 25. Presupuesto total	88

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Ecuación de la desaceleración.....	33
Ecuación 2. Sumatoria de fuerzas eje X para la carga de frenado	34
Ecuación 3. Sumatoria de fuerzas eje Y para la carga de frenado	35
Ecuación 4. Sumatoria de momentos para la carga de frenado	35
Ecuación 5. Ecuación de la fuerza normal en la rueda delantera	35
Ecuación 6. Ecuación de la fuerza de frenado delantera	35
Ecuación 7. Ecuación de la fuerza centrífuga	36
Ecuación 8. Ecuación del incremento de carga en las ruedas delanteras ...	37
Ecuación 9. Ecuación de la fuerza en el anclaje superior	38
Ecuación 10. Sumatoria de fuerzas eje Y durante el giro de la dirección	39
Ecuación 11. Sumatoria de momentos durante el giro de la dirección	39
Ecuación 12. Ecuación de la fuerza lateral de giro del eje posterior	39

RESUMEN

En el presente trabajo se describe el procedimiento de rediseño, optimización y construcción de las manguetas delanteras para el vehículo tipo Formula SAE que participó en la competición Formula Student Germany 2012 en el circuito de Honckenheimring. La investigación se basó en reducir las masas de las manguetas para obtener un funcionamiento dinámico mejor del vehículo, así como ser más competitivos en eventos como el de Alemania donde los autos son uno 30% más livianos. En el trabajo se contempla el respectivo análisis de las fuerzas que intervienen en el funcionamiento de las manguetas delanteras, proceso de optimización en software CAD y simulación estática en Software de tipo FEM, así como las distintas fases que conforman la construcción y pruebas realizadas para validar el nuevo diseño normalizadas por la SAE.

PALABRAS CLAVE:

- **AUTOMÓVILES-MANGUETAS**
- **SISTEMAS DE SUSPENSIÓN**
- **FORMULA SAE**
- **OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA**

ABSTRACT

The present work describes the procedure of redesign, optimization and construction of the upright for the Formula SAE vehicle that participated in the Formula Student Germany 2012 competition at the Honckenheimring circuit. The research was based on reducing the masses of the upright to obtain a better dynamic performance of the vehicle, as well as being more competitive in events such as Germany where cars are 30% lighter. The work includes the analysis of the forces involved in the operation of the front spindles, optimization process in CAD software and static simulation in FEM type software, as well as the different phases that were part of the construction and tests carried out to validate the new design.

KEYWORDS:

- **AUTOMOBILES-UPRIGHT**
- **SUSPENSION SYSTEMS**
- **FORMULA SAE**
- **TOPOLOGICAL OPTIMIZATION**

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

El equipo de competición FESPE nace en el año 2010 con un grupo de estudiantes de las distintas carreras de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE extensión Latacunga. En el año 2011 el primer prototipo realizado por el equipo FESPE con un peso de 318,9 Kg (Formula Student Germany, 2011) participa en Alemania en la competencia *Formula Student*, este vehículo se realizó con materiales y procesos de manufactura de bajo precio, obteniendo una calificación de 39,65 de los 100 puntos en el evento de costos y 30 de los 150 puntos en la evaluación de diseño. El resultado global obtenido fue de 110,22 puntos.

Para el año 2012, se forma un segundo equipo. Esta generación utilizó procesos de manufactura de mayor complejidad para obtener configuraciones de suspensión y bastidor de mayor nivel, logrando elevar la calificación en el evento de diseño a 40 puntos, además de una reducción de peso a 270 Kg (Formula Student Germany, 2012). En lo referente a costos, la puntuación se redujo a 30,06 puntos y se alcanzó un puntaje total de 103,28 puntos.

En el año 2013 se empezó el diseño del tercer prototipo y su construcción termina en el año 2014 compitiendo en Alemania por tercera vez. Este vehículo contaba con un diseño mucho más trabajado en cuanto a geometrías, comportamiento dinámico pero el peso nuevamente se elevó a 310,80 kg (Formula Student Germany, 2014), logrando una calificación de 40 puntos en el diseño, 36,25 puntos en la disciplina de costos y un total de 99,83 puntos al final de la competición.

En cuanto a las manguetas fabricadas en años anteriores por el equipo FESPE tienen pesos de 2135 gramos en el caso del 2012 usando como

material planchas de acero A36 de 10mm de espesor, en el caso del año 2014 se fabricaron las manguetas en plancha de acero A36 de igual manera pero de un espesor de 2,5mm soldadas generando una estructura. En este año el peso de las manguetas bajó a 1700 gramos aproximadamente.

La reglamentación de la competencia *Formula Student SAE* (Sociedad de Ingenieros Automotrices) cada año va creando cambios en cuanto a seguridad principalmente, pero en cuanto a suspensión de los vehículos no se especifican muchos cambios, suelen ser principalmente regulaciones en cuanto a la distancia entre ejes o trocha del auto.

1.2. Planteamiento del problema

La investigación tiene como fundamento ser más competitivos en *Formula Student Germany*, nuestro principal problema es el excesivo peso del vehículo lo que conlleva a tener un motor más potente, masas no suspendidas demasiado altas, un funcionamiento no óptimo de la suspensión, etc.

Las distintas causas que generan el alto peso del vehículo principalmente están ligados con los costos de los materiales, la baja disponibilidad de encontrar los mismos en mercado ecuatoriano, los altos costos de maquinado de los elementos con herramientas tecnológicas como tornos o fresas CNC (Control Numérico Computarizado). Por ejemplo para generar la mangueta del prototipo FESPE del año 2012 en un material como aluminio 7075 T6 debemos usar un bloque de aluminio de grandes dimensiones con un costo de 15,49 dólares por kilogramo (Midwest Steel and Aluminum, s.f.), el proceso de manufactura en tornos CNC de 4 ejes los cuales tienen de igual manera un costo de 12,94 dólares por hora (Pasaca Valdivieso, 2014).

El problema a enfocarnos en la investigación es el peso de las manguetas delanteras del prototipo del año 2012 las cuales tienen un peso actual de 2135 gramos, lo que se busca es reducir este peso al máximo usando los mismos puntos de anclaje pero modificando la geometría de la mangueta, además de reemplazando el material existente a uno más ligero.

1.3. Descripción resumida del proyecto

La investigación se desarrollará usando *software* tipo CAE (Ingeniería Asistida por Computadora), para la fase de optimización de una manera rápida y con mejores resultados, y de análisis de elementos finitos al aplicar las combinaciones de cargas a las cuales se someterá el componente

Realizar la búsqueda de información sobre la optimización, cargas y restricciones que están sometidas las manguetas delanteras en los vehículos *Formula Student* en fuentes confiables como son las tesis relacionadas, reglamento *Formula Student* y SAE, artículos técnicos.

Se determinará mediante el análisis las variables que limitan el mejoramiento de las manguetas delanteras del prototipo FESPE 2012 para posteriormente generar una optimización topológica de las mismas, respetando los factores de seguridad apropiados para la aplicación por medio del *software* CAE.

Implementar la nueva mangueta en el vehículo y realizar las respectivas pruebas de validación de la mangueta que evidencien su correcto funcionamiento de acuerdo al reglamento SAE.

1.4. Justificación e importancia

Los distintos prototipos que participaron en *Formula Student Germany* en el año 2012 poseían un peso promedio de 216,6 kg (*Formula Student Germany*, 2012); y utilizan un motor que genera alrededor de 100 hp de potencia con la restricción de aire en la admisión que especifica la normativa FSAE (Artículo IC1.6). Con estos datos se genera una relación Peso/Potencia de 2,166 kg por hp, mientras que en el caso de nuestro prototipo tenemos un motor de similares características pero el peso de nuestro prototipo es de 270 kg, lo cual genera una relación de 2,7 kg por hp, lo que implica que se debe mover más masa con el mismo número de caballos de fuerza, afectando la relación peso/potencia. Por esta razón nace

la importancia de generar un prototipo más liviano desde los componentes más pequeños hasta los de mayor tamaño.

Existen *software* específicos que sirven como herramienta para optimizar y generar aligeramientos de masa es usar la optimización mediante *softwares* específicos que nos ayuden a interpretar en qué lugares podemos eliminar masas o cambiar de material sin afectar el comportamiento que van a tener los elementos mecánicos al ser aplicada una carga de iguales características.

Al optimizar las manguetas delanteras de la suspensión del prototipo de *Formula Student* mediante el uso de topologías de optimización con el uso de *software* conseguiremos un aligeramiento considerable en el conjunto de los actuales 2135 gramos.

La metodología del *software* a usar comienza considerando las medidas en cuanto a la mangueta original para respetar los puntos de anclaje de la suspensión, después se genera un prototipo usando *software* de tipo CAD (Diseño Asistido por Computador), en este caso Autodesk Inventor, que incluye un paquete para optimización en el cual se especifican las cargas que se aplicarán al sólido y este genera áreas donde se puede eliminar masa sin afectar la confiabilidad del elemento mecánico. Como último paso se utiliza el análisis de elementos finitos mediante *software* CAE para simular los elementos mecánicos (en este caso la mangueta optimizada) y ver su comportamiento al aplicar las cargas a las cuales se someterá la misma.

El uso de *software* específico para optimización ayuda al aumento de la eficiencia del proceso de diseño, al no utilizar métodos destructivos para evaluar el producto, así como no utilizar métodos prueba-error ahorramos tanto en la parte económica y tiempo.

1.5. Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Optimizar el diseño de las manguetas delanteras de un vehículo prototipo *Formula Student* mediante la utilización de *software* CAE para reducir las masas no suspendidas existentes.

1.5.2 Objetivos específicos

- Realizar el análisis de la información sobre la optimización de componentes automotrices, especialmente de las manguetas mediante la aplicación de matrices y determinar las cargas y restricciones de las mismas.
- Realizar la optimización topológica utilizando un *software* CAE para conseguir una reducción de peso en las masas no suspendidas del prototipo FESPE.
- Elaborar varios ensayos a partir del componente optimizado a través del análisis por elementos finitos en el *software* FEA que garanticen un óptimo resultado.
- Implementar la mangueta en el vehículo para realizar las pruebas establecidas en la reglamentación SAE.

1.6 Metas

- Realizar la búsqueda de información sobre la optimización, cargas y restricciones que están sometidas las manguetas en los vehículos *Formula Student* en el primer mes de trabajo de la investigación.
- Determinar mediante el análisis las variables que limitan la optimización de la mangueta del vehículo en el segundo mes de trabajo.
- Generar una optimización de las manguetas de suspensión delanteras del prototipo FESPE 2012 respetando los factores de seguridad apropiados para la aplicación en el tercer mes de trabajo.

- Construir la mangueta a partir del diseño nuevo con sus respectivas reducciones de peso a partir del nuevo material previo a la implementación en el vehículo en el cuarto mes de trabajo.
- Implementar la nueva mangueta en el vehículo para la realización de pruebas de validación del componente durante el sexto mes de trabajo.
- Realizar las respectivas pruebas de validación de la mangueta que evidencien su correcto funcionamiento durante el séptimo mes de trabajo.

1.7 Hipótesis

La optimización del diseño de la mangueta delantera de la suspensión del vehículo *Formula Student* permitirá un mejor desempeño dinámico el cual soportará los ensayos reglamentados por la SAE.

1.8 Variables de investigación

- **Variable independiente**

La optimización del diseño de la mangueta

Tabla 1.
Operacionalización de la variable independiente

Concepto	Categoría	Indicador	Ítem	Técnica	Instrumentos
Son los parámetros que se miden o comparan entre el diseño original y el optimizado	Tecnología	Distancia entre puntos de apoyo	mm	Medición	Calibrador pie de rey
	Tecnología	Densidad del material	Kg/m ³	Medición	Manual de materiales Software
	Tecnología	Factor de seguridad	-	Observación	Software
	Tecnología	Carga máxima	MPa	Medición	Software

- **Variable dependiente**

Ensayos reglamentados por la SAE

Tabla 2.
Operacionalización de la variable dependiente

Concepto	Categoría	Indicador	Ítem	Técnica	Instrumentos
Son las pruebas o ensayos que están reglamentados por FSAE que permiten evaluar si el componente resiste o sufre daños	Tecnología	Aceleración	m/s	Observación	Reglamento FSAE
	Tecnología	Desaceleración	m/s	Observación	Reglamento FSAE

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

Una de las grandes desventajas de conducir un vehículo pesado es el alto consumo de combustible necesario para mover al mismo, además de afectar negativamente a la maniobrabilidad al momento de controlar dicha cantidad de masa. El peso que posea el sistema de suspensión también definirá el comportamiento del vehículo, cuan más pesado sea, mayor inercia generará, provocando que las ruedas mantengan un menor agarre con el suelo. El conjunto del tren propulsor y el chasis añaden peso al vehículo, perjudicando la relación peso potencia.

El sistema de suspensión es el encargado, que las ruedas sigan el trazado con la mayor suavidad y perfección manteniendo los neumáticos adheridos a la pista; soportando las diferentes cargas longitudinales, transversales y verticales durante las condiciones más adversas durante la aceleración o el frenado, o al momento que el vehículo atraviese por curvas u obstáculo en el camino.

En una suspensión, se distingue dos tipos de conceptos que son la masa suspendida y no suspendida. Como su nombre lo indica, las masas suspendidas son aquellas que no van por encima de la suspensión. Por otro lado, las masas no suspendidas son las que mantienen contacto directo con el piso como neumáticos, rueda, manguetas, discos de freno, mordazas, entre otras (Pérez Belló, 2011). (Figura 1)

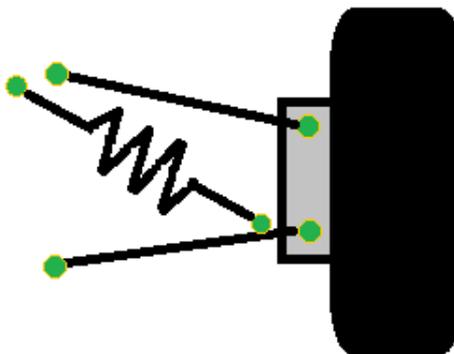


Figura 1. Masas no suspendidas en un vehículo.

Cuando se busca reducir peso en un vehículo, la manera más fácil es comenzar por las masas no suspendidas, siendo éstas las que soportan la mayor cantidad de esfuerzos y poseen menos componentes en relación a las masas suspendidas (Build Your Own Race Car, 2016). Además se debe tomar en cuenta que mientras menor es la masa no suspendida, menor será la fuerza de oposición al movimiento natural de la suspensión ayudando de esta forma aspectos como maniobrabilidad, disminución de consumo de combustible, aceleración y frenado.

2.2. Generalidades competencia *Formula Student Germany*

La competencia *Formula Student Germany* forma parte de la SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices), la cual ha sido creada con el propósito de desafiar a cada equipo participante para que supere los límites de su educación por medio del diseño y construcción de un vehículo prototipo monoplace el cual es evaluado en distintos campos. Esta competencia no se la gana simplemente con el vehículo más rápido porque se consideran diversos parámetros como el diseño completo del prototipo, el rendimiento que posea en la pista, gestión de costos y una planificación de ventas.

El certamen se divide en dos partes donde se evalúan varios parámetros del vehículo en las pruebas estáticas y dinámicas, todas constituyen un total de ocho disciplinas y 1000 puntos en juego. (Figura 2)

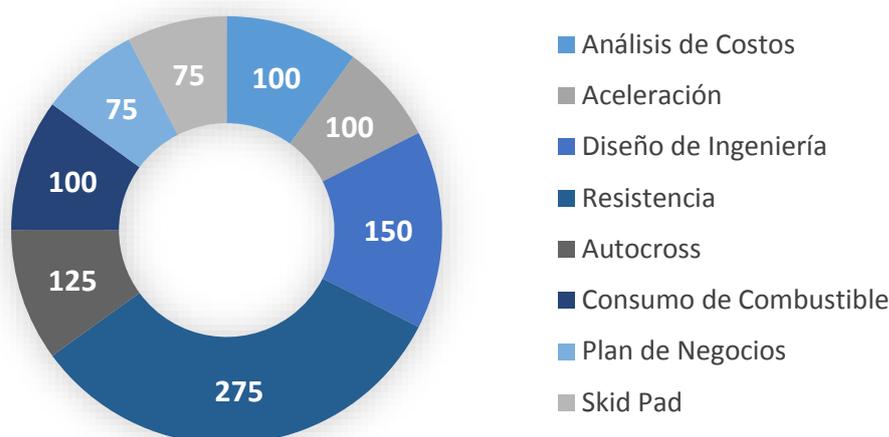


Figura 2. Puntajes pruebas año 2012

2.2.1 Pruebas estáticas

La primera parte de la competencia empieza con la presentación del vehículo prototipo a los jueces durante las pruebas estáticas, 3 fases determinarán el puntaje referente al diseño de ingeniería aplicado, costos de fabricación y una presentación del plan de negocios. (Tabla 3.)

**Tabla 3.
Puntajes máximos pruebas estáticas año 2012**

Prueba	Puntaje Máximo
Plan de negocios	75 puntos
Diseño de ingeniería	150 puntos
Análisis de costos	100 puntos
TOTAL	325 puntos

Durante la presentación del plan de negocios, el equipo debe convencer a los jueces de adquirir el prototipo simulando que estos fuesen un fabricante. En un tiempo máximo de diez minutos el equipo participante demostrará la rentabilidad y la factibilidad de comercializar al vehículo; además de tener un espacio de cinco minutos para responder las inquietudes de los jueces (Formula Student Germany, 2012).

El diseño de ingeniería constituye la entrega por escrito de ocho páginas con dibujos técnicos los cuales representen las cualidades y las

innovaciones constructivas que posee el vehículo. Los jueces evaluarán dicho informe escrito y las respuestas de los estudiantes (Formula Student Germany, 2012).

En etapa del análisis de costos, los estudiantes presentan un reporte escrito de los valores de fabricación del vehículo incluyendo la lista de materiales usados para la construcción del mismo, desde las ruedas hasta incluso herramientas especiales se detallan para que los jueces evalúen la capacidad de reducción de precios en los procesos de manufacturado (Formula Student Germany, 2012).

2.2.2 Pruebas dinámicas

En la segunda etapa, los equipos deben demostrar la maniobrabilidad del vehículo en diversas pruebas con dos pilotos a excepción de la resistencia. La mejor prueba realizada, contará para el puntaje del equipo. Con un total de 5 parámetros de evaluación en las pruebas dinámicas, los equipos podrán sumar hasta 675 puntos. (Tabla 4.)

Tabla 4.
Puntajes máximos pruebas dinámicas año 2012

Prueba	Puntaje Máximo
Aceleración	75 puntos
Skidpad	75 puntos
Autocross	100 puntos
Resistencia	325 puntos
Consumo combustible / emisiones CO2	100 puntos
TOTAL	675 puntos

La prueba de aceleración constituye en recorrer una pista de 75 metros de largo y 5 metros de ancho en la cual los vehículos alcanzan velocidades de más de 100 kilómetros por hora. El tiempo máximo para completar la prueba es de 5,80 segundos (SAE International, 2011).

En la prueba de *Skid Pad* se evalúa la capacidad de aceleración lateral que posee el vehículo al girar por una pista mojada en forma de 8 dentro de diámetro de 15.25 metros y de 3 metros de ancho de vía. Se realizarán dos vueltas consecutivas en la pista, cronometrando la segunda (SAE International, 2011). El tiempo máximo es de 7,218 segundos (Formula Student Germany, 2012).

Para la prueba de *autocross*, dos pilotos del equipo deben conducir alternadamente una pista de un kilómetro que consta de curvas y rectas. El objetivo del evento es evaluar la maniobrabilidad y las cualidades de manejo del vehículo (aceleración, frenado, viraje), sin el obstáculo de otros competidores (SAE International, 2011). El tiempo realizado en la prueba de *autocross* establecerá el lugar de partida para la prueba de resistencia y el tiempo máximo es de 96,15 segundos (Formula Student Germany, 2012).

La disciplina de resistencia es la más importante, proporciona un tercio de la cantidad total del puntaje en la competencia. Se pone a prueba todas las capacidades del vehículo al recorrer una pista de 22 kilómetros. Las características de aceleración, capacidad de conducción tanto del prototipo como de los pilotos será evaluada. El equipo que sea un tercio más lento con relación al de menor tiempo no recibirá puntuación en la prueba (SAE International, 2011). El tiempo máximo para la realización de esta prueba es de 18, 598 minutos (Formula Student Germany, 2012).

El consumo de combustible es determinado de acuerdo al número de vueltas completadas, teniendo en cuenta el consumo relativo a la velocidad del vehículo. Esto, con el fin de evitar que los equipos conduzcan de manera lenta en la prueba de resistencia y consecuentemente alcancen una puntuación alta en la modalidad de eficiencia energética (SAE International, 2011).

2.3 Sistemas de suspensión

Hoy en día se puede encontrar fácilmente información técnica diversa y completa de los sistemas de suspensión en varias fuentes de información

acerca de su historia, los tipos y la evolución en vehículos de serie (Pillajo Quijia, 2012). A continuación se detallará rápidamente las principales funciones que debe cumplir un sistema de suspensión, poniendo énfasis al tipo de suspensión y componentes que usa el prototipo trabajado en el presente estudio.

Un sistema de suspensión se encarga de unir mediante componentes elásticos las masas suspendidas del vehículo (elementos que no tienen contacto alguno con el suelo), con las masas no suspendidas (ruedas) (Orejuela de Cáceres, 2016).

El sistema de suspensión de un vehículo tiene distintas funciones, además de acoplar las masas suspendidas (chasis o bastidor) al conjunto de las ruedas (Masas no suspendidas) (Guascal Sanguña & Quiroz Dávalos, 2015). También deberá:

- Mantener a las ruedas en contacto con el suelo;
- Minimizar las fuerzas producto de irregularidades del camino generadas al momento de frenar, acelerar o tomar una curva;
- Mantener permanentemente la estabilidad dinámica del vehículo;
- Permitir el correcto direccionamiento del automóvil;

En vehículos de alta gama es común encontrar el sistema de suspensión independiente, pues ayuda a controlar el movimiento de las ruedas a lo largo del recorrido. Permitiendo hacer el trabajo más fácil para los neumáticos y asegurar un comportamiento predecible y controlado del vehículo.

2.3.1 Suspensión de un FSAE

El sistema de suspensión utilizado en los prototipos de *Formula SAE*, es una configuración independiente de doble brazo oscilante pues tiene la ventaja de brindar un ajuste para limitar el movimiento de los neumáticos, permitiendo calibrar parámetros como *camber*, *caster*, convergencia y altura del vehículo, factores que interfieren en la cinemática de la suspensión.

De acuerdo al artículo T6.1.1 del reglamento de *Formula SAE*, el vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión completamente funcional que incluya amortiguadores delanteros y traseros, con un recorrido útil de la rueda de al menos 50.8 mm: 25.4 mm en compresión y 25.4 mm en extensión, con el conductor sentado (SAE International, 2011).

También detalla que los jueces se reservan el derecho de descalificar a cualquier vehículo que no expongan una propuesta seria del sistema de suspensión o que demuestren un comportamiento inadecuado de manejo para el circuito de *Autocross*.

Adicionalmente, según el artículo T6.1.2 Todos los puntos de montaje de la suspensión deben ser visibles en la inspección técnica, directamente o quitando alguna cubierta (SAE International, 2011).

2.3.2 Configuraciones suspensiones de competición

En los vehículos de competición, el tipo de suspensión utilizada decidirá cómo se transfieren las fuerzas que actúan sobre las ruedas hacia el chasis. Las suspensiones pueden ir desde ballestas con un diseño muy simple, hasta llegar a complicados sistemas de electroimanes.

En *Formula SAE*, los sistemas más comunes son de configuración independiente con doble brazo triangular oscilante, de igual o diferente medida, complementados por una barra diagonal que trabaja a tracción (*Pull Rod*) o compresión (*Push Rod*). Estos sistemas son aplicados por su gran ventaja de aumentar el ancho de vía del automóvil y resistir la volcadura (Chepkasov, Markin, & Akulova, 2016).

a. Suspensión *Push Rod*

Está compuesta por una barra diagonal que trabaja a compresión, un balancín que genera una relación de movimiento y acciona un amortiguador montado en la parte superior que permite un ajuste rápido. Este diseño es

aplicado cuando el espacio es limitado y el amortiguador no se puede colocar en un lugar más ventajoso (Karthik, Krupa, & Smruti Rekha, 2016).

La aplicación de una fuerza sobre la rueda producto de cualquier irregularidad en la calzada, genera el desplazamiento de los brazos de suspensión haciendo que la barra de empuje trabaje sobre el balancín y comprima el amortiguador (Figura 3). El nombre del sistema se deriva de la compresión de la barra.

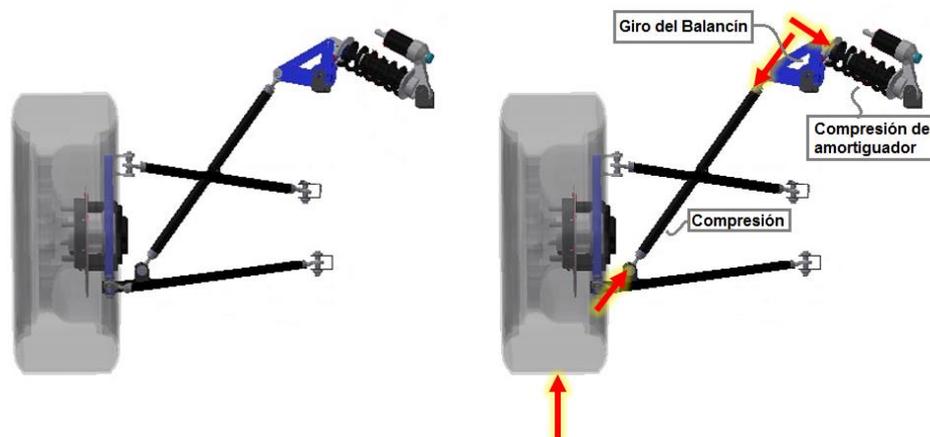


Figura 3. Esquema de fuerzas *Push Rod* prototipo FESPE 2012

b. Suspensión *Pull Rod*

Opuesto al sistema *Push Rod*, durante un bache, la barra diagonal trabaja a tracción, el balancín y el amortiguador están situados en la parte más baja del vehículo, permitiendo proporcionar un centro de gravedad más bajo y una disminución de peso (Robertson & Delagrammatikas, 2010). El balancín es halado por la barra diagonal, haciendo que el amortiguador se comprima (Figura 4).

La fuerza que experimenta la barra diagonal es esencialmente de extensión, sin embargo durante la oscilación, esta tiende a un pandeo mínimo debido al peso de la rueda; como el arqueado de la barra es imperceptible se ignora el cálculo durante su análisis (Jaward & Baumann, 2002).

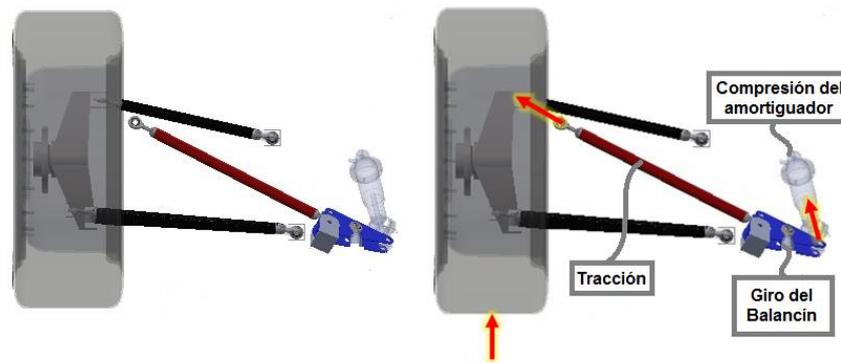


Figura 4. Esquema de fuerzas *Pull Rod* prototipo FESPE 2014

c. **Diferencias entre *Pull Rod* y *Push Rod***

- Cuando se utiliza una configuración *Pull Rod*, que trabaja a tracción, la barra puede ser más delgada que una configuración *Push Rod*, que trabaja a compresión. Por lo tanto el peso de la masa no suspendida disminuye, algo muy importante.
- La resistencia aerodinámica se reduce producto de adelgazar la barra diagonal. Además libera espacio en la parte posterior del vehículo para eliminar la carga de arrastre.
- Con el sistema *Pull Rod*, los amortiguadores y balancines pueden colocarse en la parte más baja del bastidor (Figura 5), disminuyendo la altura del centro de gravedad, favoreciendo a la dinámica del vehículo.

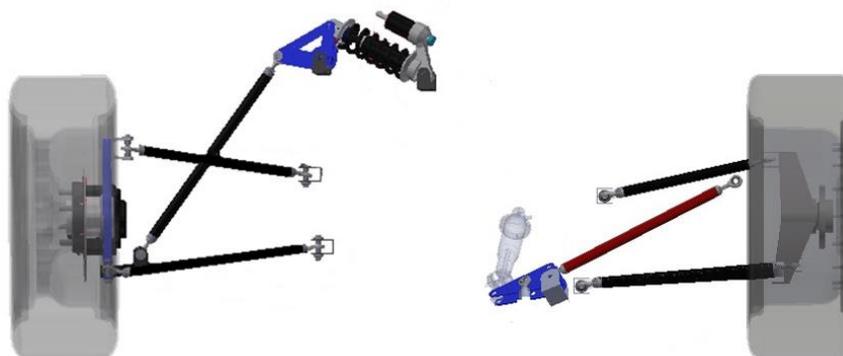


Figura 5. Suspensión *Push Rod* (izq.) vs *Pull Rod* (der.)

2.3.3 Geometría de suspensión

La geometría de la suspensión de un vehículo de FSAE debe ser diseñada específicamente para que sea eficiente en la pista de competición, teniendo en cuenta factores limitantes como velocidades en curvas. La distancia entre ejes y ancho de pista del vehículo son parámetros que determinarán el correcto desempeño en el manejo del vehículo pues influirán directamente en la transferencia de peso y al radio de giro (Gaffney & Salinas, 1997).

Cuando se analiza la geometría de la suspensión se tiene en cuenta los siguientes parámetros: ángulo de caída, ángulo de avance, ángulo de inclinación de dirección y radio de pivote.

- **Ángulo de caída (*Camber*)**

Es el ángulo que forma la rueda con respecto a la vertical. Se considera que es un ángulo negativo cuando la parte superior de la rueda se inclina hacia la línea central del vehículo.

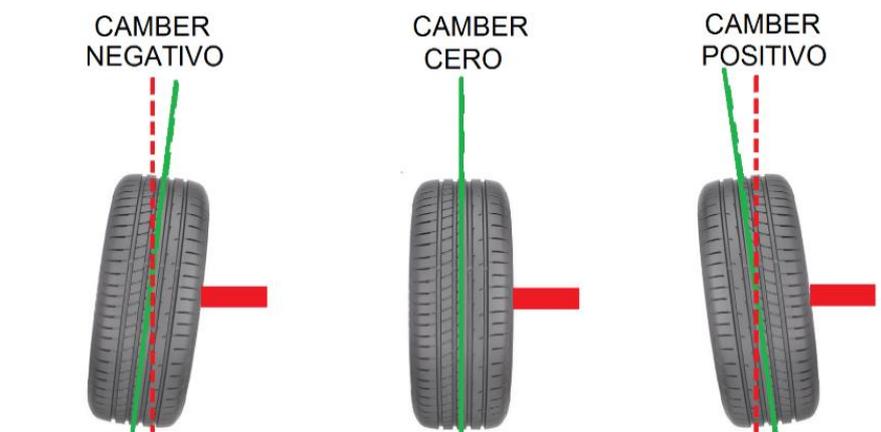


Figura 6. Ángulo de caída

- **Ángulo de avance (*Caster*)**

Es el ángulo de inclinación de la mangueta que forma en el plano longitudinal. Este forma una línea imaginaria (eje de dirección) que pasa por los pivotes superior e inferior de las ruedas delanteras (Figura 7). Éste ángulo se usa para crear un efecto giroscópico en la dirección, provocando que la dirección regrese hacia una línea recta luego de girar el volante sin la necesidad de la intervención del conductor.

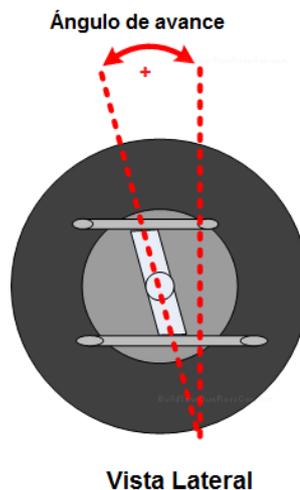


Figura 7. Ángulo de avance
Fuente: (Build Your Own Race Car, 2016)

- **Ángulo de inclinación de dirección (*Kingpin Angle*)**

Es la proyección de una línea imaginaria entre la rótula superior y la inferior con respecto a la vertical de la rueda, mientras menor sea este ángulo, menor será el esfuerzo requerido para maniobrar el vehículo.

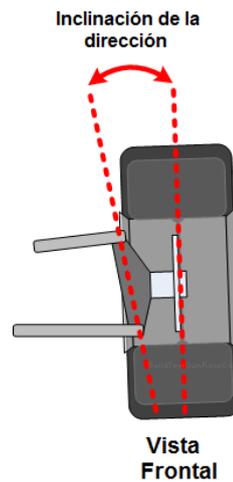


Figura 8. Ángulo de inclinación de la dirección
Fuente: (Build Your Own Race Car, 2016)

- **Radio de pivote (*Scrub Radius*)**

Como se aprecia en la figura 9, el radio de pivote es la distancia que existe entre el eje de dirección y la zona media de contacto con la rueda.

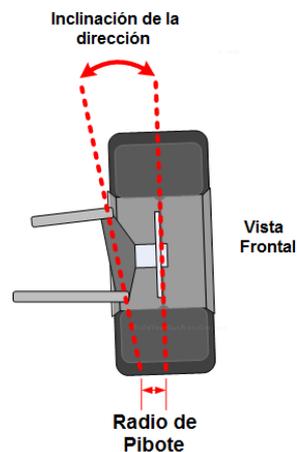


Figura 9. Radio de pivote
Fuente: (Build Your Own Race Car, 2016)

2.3.4 Mangueta

La mangueta es un componente que proporciona una unión física entre los brazos de la suspensión y el sistema de dirección hacia las ruedas (Figura 10). En muchos de los casos las manguetas albergan a la mordaza de freno, centros de rueda. A su vez estas deben dar cabida a todos los

puntos de la suspensión como son: rotula superior, rotula inferior, varillaje de la dirección, centro de rueda, rodillo y mordazas (Waterman, 2011). También, es un elemento portador de carga del sistema de suspensión y se mueve constantemente con el movimiento de las ruedas.

En un vehículo de alto rendimiento como FSAE, la mangueta debe cumplir con los objetivos de proporcionar un diseño rígido, fácil instalación y sobretodo lograr disminuir el peso para mejorar la relación rendimiento/peso del vehículo (Wong, 2007). El diseño de la mangueta depende del tipo de suspensión y las geometrías de la dirección, así como los anclajes de los frenos. Una reducción de peso también ayuda a mejorar el manejo del vehículo (Mutha, Thosar, & Ghodmare, 2017).

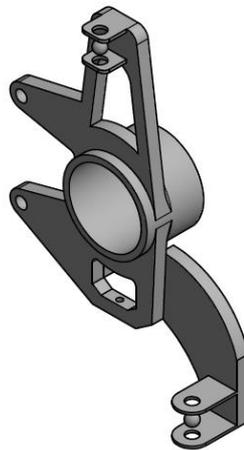


Figura 10. Mangueta FESPE 2012

2.3.5 Funciones de mangueta

Al ser la mangueta un elemento del conjunto de la suspensión del vehículo, ésta debe cumplir ciertas funciones tanto dinámicas como estáticas como las siguientes:

- Servir de elemento de unión de los distintos brazos de suspensión con el centro de rueda;
- Resistir las fuerzas generadas al traccionar y frenar el vehículo;
- Soportar los momentos de torsión generados por las mordazas al instante del frenado;

- Resistir las fuerzas generadas por la suspensión al absorber las irregularidades de la calzada; y
- Ser rígida para soportar la torsión generada al curvar.

2.4 Aros y neumáticos

Dentro del conjunto de las ruedas, se encuentran los aros junto con los neumáticos que forman una parte importante del sistema, el aro alberga al conjunto de componentes que unen a la suspensión con el bastidor. Los neumáticos, por otro lado, proporcionaran el agarre suficiente para que la potencia generada por el motor sea aprovechada al máximo y transmitida al piso.

2.4.1 Centros de rueda

La función del centro de rueda es mantener a la rueda rotando libremente en el cojinete al mismo tiempo que la mantiene conectada al vehículo mediante espárragos de metal. Esta estructura también debe sujetar al disco de freno durante el momento de frenado y resistir la fuerza lateral que se genera cuando el vehículo atraviesa una curva.

2.4.2 Aros

Los aros son un componente fundamental del conjunto pues en estos se acoplan las llantas del vehículo, se construyen de aleaciones de aluminio o acero. Al momento de seleccionar un aro se debe tener varios aspectos porque de estos también dependerá el desempeño de la suspensión y torque del motor.

Se debe tomar en cuenta las dimensiones y el peso que tendrá el aro pues en su interior se alojará al conjunto ensamblado de la mangueta, disco de freno, mordaza, centro de rueda y rodamiento (Figura 11). Factores como el peso afectarán directamente al comportamiento de la suspensión y el diámetro en cambio variará el torque de salida a las ruedas.

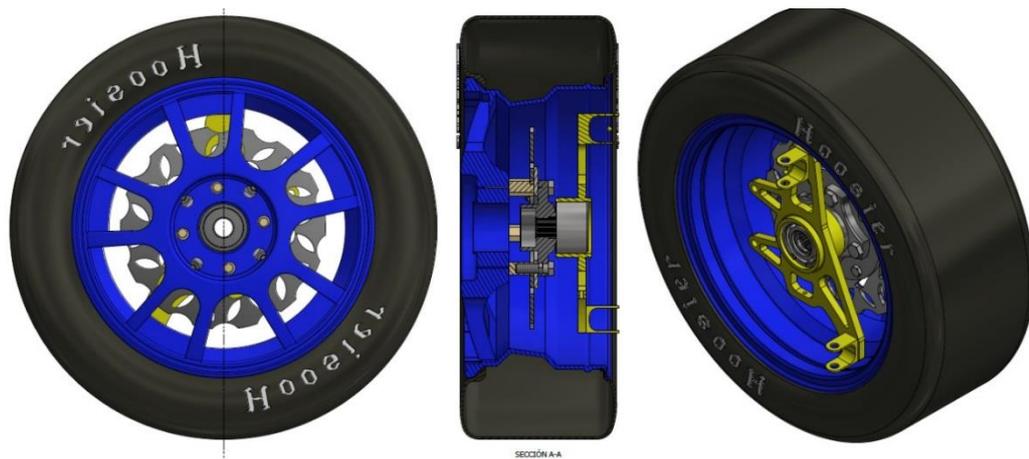


Figura 11. Aro y sus componentes acoplados

Reglamento SAE

En los artículos del reglamento de la fórmula SAE referente a los aros (art. T6.3) se describe varios aspectos como tamaño mínimo del rin, éste debe contar con una medida mínima de 8.0 pulgadas de diámetro. En el caso que se use aros con una sola tuerca, la misma debe contar con un elemento que asegure la retención de la tuerca para evitar que se afloje.

Debido al espacio que ofrecen los aros de 13 pulgadas, éstos se usan en el vehículo de competición, permitiendo así un área lo suficientemente amplia para el ensamblaje del conjunto de la mangueta, disco de freno y mordaza. El inconveniente de estos aros es el peso que conlleva usarlos frente a otros equipos de más experiencia utilizan aros de 10 pulgadas, disminuyendo así las masas innecesarias.

2.5 Material

Los vehículos fabricados en serie o gama baja poseen, en su mayoría las partes elaboradas en materiales como el acero para abaratar ciertos costos a diferencia que uno de competencia donde se busca aligerar la mayor cantidad de masas innecesarias haciendo necesario construir dichas piezas en aluminio.

En la presente sección se puntualiza las principales propiedades de los materiales que influyen al momento de diseñar un componente automotriz. Generalmente, cuando se desean definir las propiedades de elasticidad, ductilidad y resistencia en los metales se realiza una prueba de tensión, usando una muestra del material, se tensa una barra redonda o plana con la ayuda de unas mordazas lentamente hasta que ésta se fractura debido a la tensión aplicada. La magnitud de la deformación y la fuerza ejercida sobre la barra es registrada a lo largo de la prueba.

Como resultado de dividir la fuerza aplicada sobre el área transversal obtendremos el esfuerzo generado en la barra, mismo que es proporcional a la fuerza aplicada.

2.5.1 Resistencia a la tensión (Su)

Se considera como resistencia a la tensión o resistencia última a la tensión al punto máximo de la curva esfuerzo – deformación. Durante este instante del ensayo se mide el máximo esfuerzo aparente en una barra de prueba como se aprecia en las figuras 12 y 13. El esfuerzo aparente se calcula al dividir la fuerza axial entre el área de la sección transversal inicial de la barra de prueba.

Cuando la carga alcanza su valor máximo, existe una disminución considerable en el diámetro de la barra conocido como formación de cuello, por lo tanto, el área transversal se reduce al mismo tiempo que el esfuerzo real aumenta hasta llegar a la ruptura.

Los ensayos de compresión se realizan de forma similar a los de tensión con muestras pequeñas en forma de cubo o cilindros circulares, la muestra está sujeta a una carga de compresión axial creciente (Gere & Goodno, 2009); tanto la carga como la deformación se pueden controlar de forma continua conforme a la norma ASTM Standard E9. Por conveniencia, los valores de la fuerza de compresión se toman como negativos, produciendo así un esfuerzo negativo. En la figura 12, en el diagrama de esfuerzo – deformación unitaria para el acero se aprecia los puntos donde se originan el

límite elástico, límite de proporcionalidad, punto de fluencia y resistencia a la tensión.

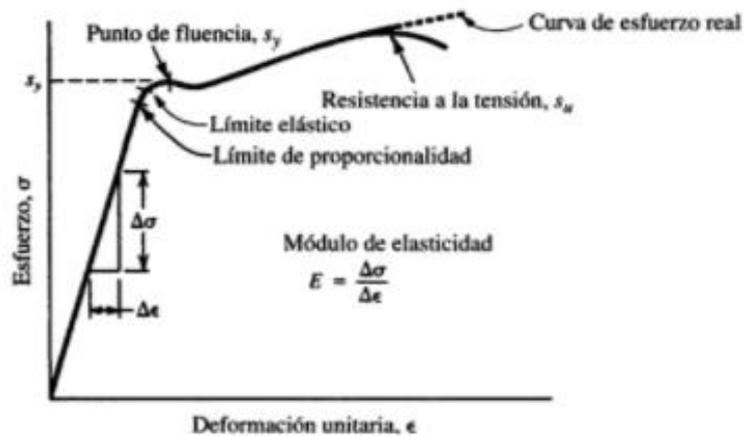


Figura 12. Diagrama esfuerzo – deformación unitaria para el acero.
Fuente: (Mott, 2006)

En la figura 13 se aprecia el diagrama de esfuerzo – deformación unitaria para el aluminio o metales no ferrosos.

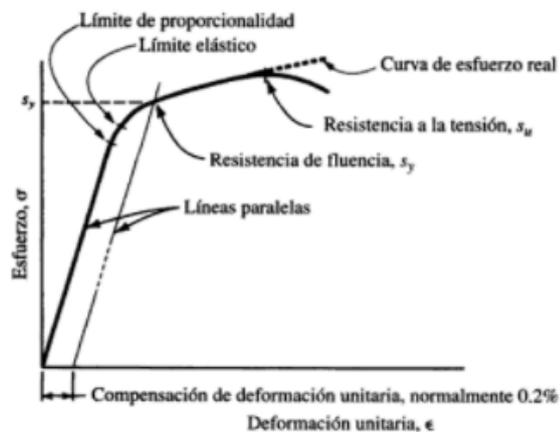


Figura 13. Diagrama esfuerzo – deformación unitaria para el aluminio.
Fuente: (Mott, 2006)

2.5.2 Resistencia de fluencia (S_y)

Se denomina resistencia de fluencia al espacio en el cual se genera un alto incremento de la deformación con poco o ningún aumento del esfuerzo en el diagrama anterior. Esto ocurre cuando la barra se deforma permanentemente. Cuando el punto de fluencia es notable, la propiedad se

denomina punto de fluencia (Figura 12), caso contrario se llama resistencia de fluencia.

En la figura 13 se observa un diagrama esfuerzo deformación unitaria para metales no ferrosos o de algunos aceros aleados de alta resistencia, donde no existe un marcado punto de fluencia, pero de hecho, el material ha cedido cerca del valor del esfuerzo marcado como S_y . Dicho punto, formado a partir del trazado de una recta paralela al segmento rectilíneo de la curva, compensando hacia la derecha en un 0,20 % se define como la resistencia de fluencia del material.

2.5.3 Límite elástico

Existe un punto, conocido como límite elástico que divide la zona plástica de la elástica; decimos que el material se encuentra en la zona elástica cuando la barra retorna a su forma original después liberar la carga, y si se mantiene deformada significa que llegó a la zona plástica. El límite elástico está muy cerca de la resistencia de fluencia.

2.5.4 Módulo de elasticidad (E)

En la sección inicial del diagrama – esfuerzo deformación unitaria, se observa una recta, donde el esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria y el valor del módulo de elasticidad es la constante de proporcionalidad. El módulo de elasticidad es la pendiente de la parte rectilínea e indica la rigidez o resistencia a la deformación del material.

2.5.5 Ductilidad y porcentaje de elongación

A los materiales que sufren deformaciones permanentes antes de la falla se conocen como dúctiles. La ductilidad es la propiedad que permite que un material presente una distorsión visible antes de una fractura al estar expuesto a cargas demasiado altas, pudiendo así tomar una acción correctiva previa falla.

La ductilidad es el porcentaje de elongación del material, resultando de la diferencia entre la longitud final y original, dividida para la longitud original; convirtiéndolo en porcentaje al multiplicarlo por cien. Cuando el porcentaje es mayor al 5%, el material se considera dúctil, caso contrario será frágil. Aquellos materiales con elongaciones mayores al 12% son recomendados para la fabricación de componentes que deben soportar cargas repetitivas.

2.5.6 Relación de Poisson

La relación entre la deformación unitaria de contracción y la deformación unitaria de tensión se conoce como relación de Poisson. Los intervalos más comunes de sus valores para el acero son de 0,27 a 0,30 y para el aluminio de 0,30 a 0,33.

2.5.7 Dureza

Cuando se desea comprobar la resistencia de la superficie de un material a la penetración por un objeto duro, se realiza un ensayo de dureza. Las pruebas más comunes para evaluar la dureza son Brinell y Rockwell. El primero utiliza una bola de acero duro de 10 mm de diámetro como penetrador, la carga aplicada puede ser de 3 000 kg fuerza para hierro y aceros fundidos o 500 kg para aleaciones no ferrosas.

El ensayo del durómetro Rockwell F se emplea una bola de 1/16 pulgada de diámetro de acero endurecido, con una carga de 60 kg para aluminios y materiales muy suaves. En aceros de alta resistencia, se utiliza la prueba Rockwell C, aplicando la carga es de 150 kg con un penetrador de diamante y forma cónica esférica (Askeland, 1998).

2.5.8 Maquinabilidad

Es la facilidad con que se maquina un material, con una duración razonable de la herramienta adecuada a fin de obtener un buen acabado superficial. Debido a que no se puede cuantificar esta propiedad, se la

determina comparando el desempeño de un material en relación con un patrón.

2.5.9 Tenacidad

La capacidad para absorber energía aplicada que tiene un material, sin que sufra fractura se define como tenacidad, los elementos sometidos a cargas, impactos o choques aplicados repentinamente deben tener un alto nivel de tenacidad.

2.5.10 Resistencia a la fatiga.

Cuando un metal es sometido a ciclos de esfuerzo o de deformación repetitivos, su estructura colapsa hasta finalmente fracturarse debido al fenómeno de fatiga. Ésta es la principal causa de fallas de componentes y piezas mecánicas que están sometidas a cargas cíclicas, cuanto más grande sea el esfuerzo aplicado, mayor será la probabilidad de agrietamiento en el elemento y aunque el material sea dúctil, se comportará como uno frágil terminando en una fractura súbita (Hibbeler, 2006).

La fractura se genera bajo un esfuerzo menor que el de fluencia del material, por lo tanto se considera que un componente tiene vida infinita bajo fatiga cuando se encuentra dentro del valor de los límites de resistencia a la fatiga.

2.5.11 Densidad

La densidad es una propiedad física del material la cual se define como la masa por unidad de volumen.

2.6 Clasificación de los metales y aleaciones.

Las normas para la clasificación de los metales y sus aleaciones son establecidas por distintas asociaciones industriales como, la Asociación del

Aluminio (AA), el Instituto Estadounidense del Hierro y Acero (AISI), y la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE);

2.6.1 Acero

Una gran mayoría de los aceros estructurales se designan con ASTM (Asociación Americana de Ensayo de Materiales). El acero es el material más usado para máquinas, el A36 es un grado muy común, posee un punto de fluencia mínimo de 248 MPa además de ser bastante dúctil. Es un acero bajo en carbono, disponible en el mercado en perfiles estructurales, láminas, placas y barras (Mott, 2006).

La corrosión es uno de los problemas de los aceros, al estar expuestos a un clima trópico húmedo, se debe evitar su agrietamiento, procurando que sus acabados sean lisos, se debe realizar las debidas preparaciones en la superficie y aplicación de recubrimientos, con el fin de evitar los problemas de oxidación (Suárez Corrales, Villar López, Corvo Pérez, & Marrero, 2014).

2.6.2 Aluminio

Es utilizado principalmente para la fabricación de estructuras y elementos mecánicos debido a sus excelentes propiedades mecánicas: bajo peso, resistencia a la corrosión, facilidad de maquinado y agradable apariencia; además el aluminio es un tercio menos denso que el acero.

2.7 Tratamientos térmicos en aluminio

El aluminio pertenece a la familia de los elementos metálicos con propiedades mecánicas bajas, es común hoy en día combinarlo con otros elementos para mejorar dichas propiedades. Las aleaciones pueden realizarse por tratamiento anticorrosivo, mecánico o térmico, los cuales provocan varias características como el aumento de la resistencia mecánica o aumento de la resistencia a la corrosión.

Se entiende como tratamiento térmico a cualquier procedimiento que implique el uso del calentamiento o enfriamiento con la finalidad de modificar la estructura metalúrgica, propiedades mecánicas e incluso el estado de esfuerzos residuales originales de un elemento o compuesto. Mediante el tratamiento térmico se puede generar un equilibrio de las propiedades mecánicas requeridas para aplicaciones puntuales (Cavazos García, 1998).

Cuando se recurre al tratamiento térmico en el aluminio, mediante el envejecido o el endurecimiento, se incrementa la dureza y la resistencia mecánica en las distintas aleaciones de aluminio vaciado o forjado.

2.8 Ingeniería asistida por computador (CAE)

Existen varias herramientas que brindan un apoyo en las diferentes fases del proceso de desarrollo de un producto. Dichas herramientas incluyen aplicaciones creadas específicamente para el diseño, análisis de ingeniería o fabricación; y engloban campos como la mecánica, electrónica y otras disciplinas (Riba Romeva & Molina Gutiérrez, 2006).

La ingeniería asistida por computador es utilizada para el análisis geométrico del CAD, permitiendo la simulación y estudio del supuesto comportamiento, de esta forma el diseño puede ser mejorado y optimizado (Machover, 1996). La gran ventaja de tener un soporte computarizado es la disminución de tiempos por cálculos manuales repetitivos que se traduce a disminución de costos de fabricación.

Los programas de tipo CAE abarcan una gran variedad de disciplinas aplicables a la ingeniería como:

- Análisis dinámico y de estrés de componentes y ensambles a través del análisis por elementos finitos (FEA);
- Análisis térmico y de fluidos gracias al uso de dinámica de fluidos computacional (CFD);
- Análisis cinemático y dinámico de mecanismos (Sistemas multi-cuerpos);

- Herramientas de análisis para simulación de procesos y para procesos de manufactura;
- Optimización del desarrollo del producto; y
- Verificación inteligente de las inconformidades.

2.8.1 Optimización

La optimización se puede definir como el proceso automático para hacer que un sistema o componente sea lo mejor posible basado en una función objetivo y sujeto a ciertas restricciones de diseño. Los métodos de optimización se desarrollan para fabricar vehículos más livianos (Kulkarni & Tambe, 2013).

Existen varios métodos o algoritmos diferentes que se pueden usar para optimizar una estructura, uno de ellos la topología de optimización;

2.8.2 Topología de optimización

Se puede definir a la topología de optimización TO como una técnica de diseño innovadora que impulsa el proceso de diseño en la búsqueda de la forma óptima de una estructura mecánica dentro de un espacio de diseño predefinido (Muzzupappa, Barbieri, & Bruno, 2011). Este método genera una forma estructural, proporcionando así una primera idea de una geometría eficiente, en el intento de alcanzar el objetivo de optimización a partir de un modelo 3D computacional. Además, el modelo topológicamente optimizado normalmente debe interpretarse manualmente y traducirse en un diseño compatible con CAD y fácil de fabricar (Deng & Suresh, 2015).

En la actualidad la topología de optimización es usada en varios campos de la ingeniería (aeronáutica, civil, aeroespacial, automotriz) debido a las características particulares que posee para mejorar un componente manteniendo sus puntos originales de anclaje (Bendsoe & Sigmund, 2004).

En el proceso de diseño de componentes automotrices utilizando optimización topológica existen distintos caminos entre los cuales está

material disponible, cargas a las que se somete el elemento y procesos de manufactura.

El material usado en la fabricación del componente influye en gran medida, pues si consideramos las densidades de materiales como el acero al carbono y el aluminio existe gran diferencia, el acero tiene una densidad de 7850 Kg/m^3 (AAMSA, s.f.); mientras que el aluminio aleado 2690 Kg/m^3 (Boehler Uddeholm, 2017). Considerando exactamente la misma geometría existe una reducción de peso en un 66% en relación al componente original.

Por tal razón el uso de un material adecuado ayuda a una reducción significativa de peso obteniendo así la optimización deseada. Un punto importante es seleccionar una aleación correcta, que cumpla las propiedades mecánicas de acuerdo a las cargas que someterá el elemento, así como el proceso de manufactura por el cual va a ser realizado la misma, no todas las aleaciones de aluminio por ejemplo son soldables.

Las cargas a las que se somete el componente influyen en el proceso de optimización del mismo, de acuerdo a estas se puede variar tanto la forma como el espesor. De aquí la importancia de calcular adecuadamente las cargas, y su punto de aplicación, durante la simulación se puede verificar si un elemento se ha sobredimensionado o no con la interpretación de parámetros como el factor de seguridad.

En la actualidad existen herramientas tecnológicas como tornos y fresas CNC que nos permiten realizar componentes con una geometría compleja que difícilmente se realizarían con la tecnología antigua.

En el diseño del componente debemos analizar el proceso de manufactura, teniendo 2 opciones básicas de construir: la primera es utilizar un solo bloque de material utilizando herramientas basadas en CNC los cuales representan altos costos de fabricación. Por otro lado se puede fabricar el elemento uniendo varias piezas que conforman el elemento mediante el uso de soldadura. En el segundo caso existe un costo menor.

2.8.3 Software para optimización

El método de elementos finitos (FEA), procedimiento en el cual se basan los programas para optimización, ha ido adquiriendo una gran influencia en el diseño mecánico y estructural, hoy en día es una de las herramientas más útiles en el campo del diseño de las áreas de ingeniería. La finalidad del problema de topología estructural es establecer la distribución más idónea de material dentro de un dominio de diseño que minimiza una función de costo dada y satisface una serie de restricciones. (Acosta, 2011)

El objetivo de usar el método de elementos finitos es optimizar la distribución de la densidad del material, hasta encontrar la topología más adecuada de acuerdo a la aplicación componente que está siendo diseñado, los métodos para optimizar son generalmente repetitivos y experimentales, lo que conlleva a cambios en la forma de la estructura.

Hoy en día, encontramos varios *software* dedicados a la ingeniería de distinto tipo, sean CAD, CAM, CAE. Para la presente investigación se usará como *software* base CAD y optimización a Autodesk Inventor, y como *software* de tipo FEA a ANSYS Workbench para analizar y simular el comportamiento de la mangueta a optimizar.

Al ejecutar la simulación por el método de los elementos finitos, en este caso, usando el *software* ANSYS Workbench generamos una serie de interacciones hasta obtener una geometría adecuada, misma que sea capaz de soportar las cargas que está sometido el componente teniendo una reducción en el peso final del mismo.

Los datos que se utilizan en el *software* deben ser definidos de acuerdo a las condiciones críticas que se somete el componente, en este caso, las cargas generadas cuando el vehículo atraviesa una curva o cuando se transfiere masa al frenar. Estas cargas ingresadas al *software* de simulación deben determinarse correctamente, dependiendo la veracidad del estudio generado el mismo programa; cargas demasiado altas sobredimensionarían al elemento mientras que cargas muy bajas comprometerían su resistencia.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

3.1. Diseño

En el diseño de la mangueta debemos tomar en cuenta ciertas operaciones para generar un modelo optimizado y adecuado, entre ellas están:

- Cálculo de fuerzas aplicadas a la mangueta;
- Diseño y optimización en *software* CAE;
- Simulación en *software* FEA;
- Aprobación y verificación de la geometría;
- Construcción de la mangueta.

3.1.1 Cálculos fuerzas aplicadas a la mangueta

Las distintas fuerzas que actúan en la mangueta son producto del movimiento del prototipo en diferentes condiciones como aceleración, frenado, mientras se traslada por una curva, etc.

Para obtener valores de estas fuerzas se han realizado los siguientes cálculos:

a. Desaceleración

Para determinar la transferencia de peso que se genera al momento de frenar. Las condiciones que se tomaron son: velocidad inicial 115km/h, tiempo hasta que el auto está parado: 3 segundos.

$$-a = \frac{V_f - V_o}{t} \quad \text{Ecuación (1)}$$

$$V_f = 0 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$V_0 = 120 \left[\frac{km}{h} \right] \approx 33,33 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$t = 3 [s]$$

$$-a = \frac{0 - 33,33}{3} = -11,11 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

b. Carga de frenado

La carga se produce al momento que aplicamos los frenos, en esta inciden distintos parámetros como la batalla (l_t) del auto, la altura del centro de gravedad (h), coeficiente de fricción, entre otros. La carga que necesitamos encontrar en nuestro caso es la delantera (H_a) mientras que la posterior (H_b) no tiene importancia porque no estamos analizando la mangueta posterior.

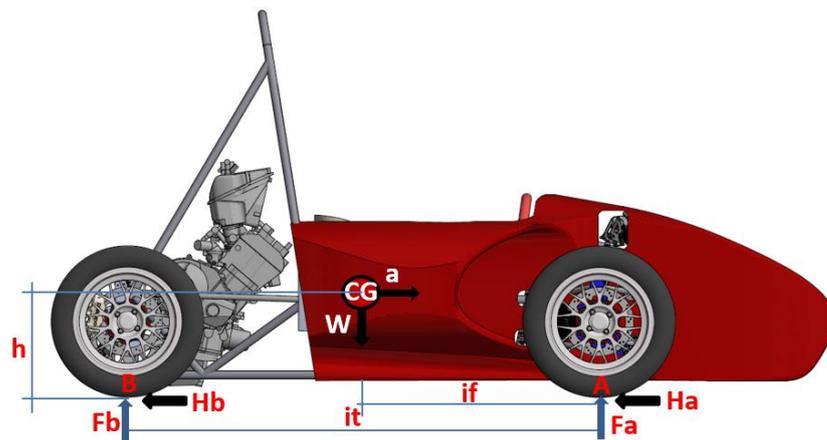


Figura 14. DCL vista lateral

Realizamos las sumatorias de fuerzas tanto en el eje X como en el eje Y; además de la sumatoria de momentos a partir de las cargas de la figura 14 para obtener las reacciones en cada rueda a partir de la segunda ley de Newton.

$$\sum F_x = m * a$$

$$H_a + H_b = m * a \quad \text{Ecuación (2)}$$

$$\sum F_y = m * g$$

$$F_a + F_b = m * g \quad \text{Ecuación (3)}$$

$$\curvearrowright + \sum MA = I$$

$$F_b * l_t + W * a * H_c - m * g * l_f = \frac{4lr * A_c}{rdin} \quad \text{Ecuación (4)}$$

Despejando la fuerza normal posterior (Fb se obtiene:

$$F_b = \frac{\frac{4lr * A_c}{rdin} - W * a * h - m * g * l_f}{l_t} \quad \text{Ecuación (5)}$$

Datos necesarios

Tabla 5.
Datos para cálculos de fuerzas aplicadas a la mangueta

m = Masa total (vehículo + conductor)	270+70 Kg
$(\pm)a$ = Deceleración máxima	-11,11 m/s ²
g = Gravedad	9.81 m/s ²
l_t = Batalla	1570 mm
l_f = Distancia del eje delantero al CG	875.361 mm
h = Altura del CG	334,409 mm
$rdin$ = Radio dinámico	230 mm
I_r = Inercia de la rueda	0.27 Kg*m ²
μ = Coeficiente de fricción	1,1
Ac = Aceleración centrífuga	12,02 m/s ²

A partir de los datos de la Tabla 5. se despejan las ecuaciones 5, 3 y 2. Después de resolver las ecuaciones anteriores obtenemos los siguientes resultados obtenidos de la ecuación 6:

$$F_b = 6069,25 [N]$$

$$F_a = 2733,9 [N]$$

H_a = Fuerza de frenado delantera.

$$H_a = u * F_a \quad \text{Ecuación (6)}$$

$$H_a = 3007,29 [N]$$

c. Carga lateral en curva

Las cargas que se generan mientras el vehículo sigue una trayectoria curva, se producen por dos aceleraciones: la centrífuga y la centrípeta. La aceleración centrífuga es la que provoca que se transfiera pesos desde la rueda interior a la exterior en la suspensión y son las que se analizarán (Figura 15).

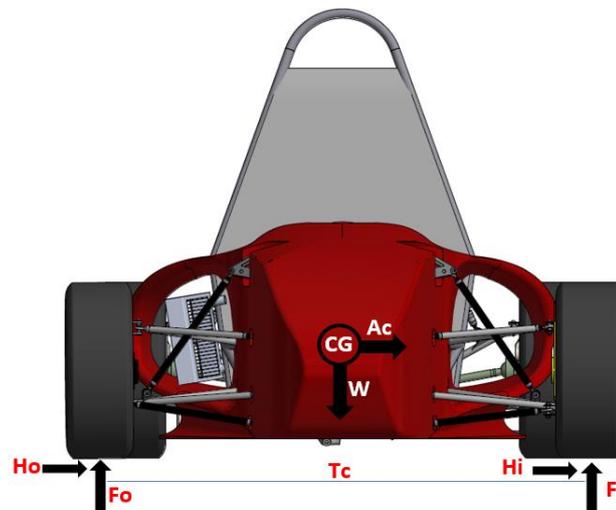


Figura 15. DCL vista frontal

Como consideraciones para el cálculo de la carga lateral en curva del vehículo, asumimos que este avanza a 45 km/h y el radio de curvatura es de 13 metros, para obtener la fuerza centrífuga mediante la ecuación 7

$$F_{centrifuga} = m \frac{v^2}{r} \quad \text{Ecuación (7)}$$

Donde:

Tabla 6.
Datos para el cálculo de carga lateral en curva

M= masa del vehículo	$270 + 70 = 340kg$
V= velocidad del vehículo	$45 \frac{km}{h} \approx 12,50 \frac{m}{s}$
r=radio de la curva	13 metros

Utilizando la tabla 6, se calcula el resultado de la fuerza centrífuga y se genera la siguiente ecuación 8 para el incremento de carga en las ruedas delanteras producto del cambio de momentum al tomar una curva

$$F_{centrifuga} = 340 \frac{12,50^2}{13} = 4086,5384 [N]$$

$$\Delta Fx * Tc = h * W * F_{centrifuga}$$

$$\Delta Fx = \frac{W}{2} + \frac{F_{centrifuga}}{Tc} \quad \text{Ecuación (8)}$$

Tabla 7.
Fuerzas y distancias aplicadas durante la carga lateral

Tc= ancho de vía delantero	1403 [mm]
W=peso del auto más piloto	3335,4 [N]
H= altura al centro de gravedad medida desde el piso	334.409 [mm]
Fcentrípeta	4086,5384 [N]

Se reemplazan los valores de la tabla 7 en la ecuación y se saca el resultado de F_{o1} , que es el incremento de la carga en una de las ruedas delanteras.

$$F_{o1} = \frac{3335,4}{2} + \frac{4086,5384}{1,403}$$

$$F_{o1} = 4580,41 [N]$$

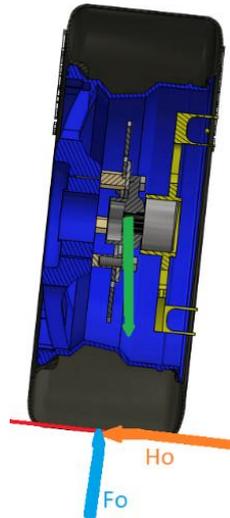


Figura 16. Diagrama de cuerpo libre del neumático

Para determinar la fuerza que influye en el anclaje de la mesa superior (H_o) que se observa en el diagrama de cuerpo libre de la rueda en figura 16, se aplica la segunda Ley de Newton:

$$\sum F_x = m * a$$

$$H_o + F_{o1} * \sin \theta + W_x \sin \theta = m * Acentripeta$$

$$H_o = m * Acentripeta - F_{o1} * \sin \theta - W_x \sin \theta \quad \text{Ecuación (9)}$$

Donde:

Tabla 8.

Datos necesarios para la fuerza en el anclaje superior

W = peso del vehículo + piloto	3335,4 [N]
θ = Ángulo de inclinación	20°
Acentrípeta	12,02 m/s ²

Reemplazando los datos de la tabla 8 en la ecuación 9 obtenemos el valor de la transferencia de peso lateral.

$$H_o = (340kg) * (12,02 \text{ m/s}^2) - 4580,41 \sin 20^\circ - 3335,4 \sin 20^\circ$$

$$H_o = 1379,43 [N]$$

d. Fuerza aplicada en la junta de la dirección de la mangueta

La fuerza que se genera en la junta de la dirección de la mangueta cuando el vehículo gira en una curva se la obtiene mediante la segunda Ley de Newton, aplicadas en las ecuaciones 10 y 11.

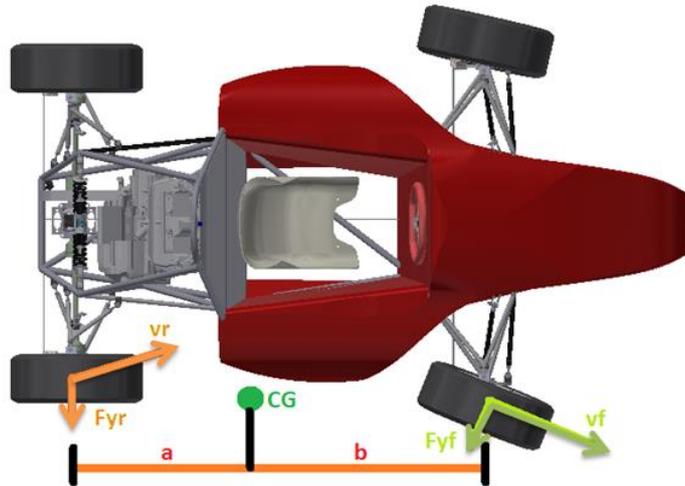


Figura 17. DCL giro de la dirección

$$\sum Fy = m \frac{v^2}{r}$$

$$Fyf + Fyr = m \frac{v^2}{r} \quad \text{Ecuación (10)}$$

$$\sum M_{CG} = 0$$

$$Fyf * b + Fyr * a = 0 \quad \text{Ecuación (11)}$$

Despejando Fyf (fuerza lateral de giro del eje delantero):

$$Fyf = Fyr * \frac{a}{b}$$

Reemplazando (11) en (10) tenemos la ecuación 12 para la fuerza lateral de giro del eje posterior:

$$Fyr * \frac{a}{b} + Fyr = m \frac{v^2}{r} \quad \text{Ecuación (12)}$$

Donde:

Tabla 9.
Notación para cálculos en la junta de la dirección

Fyf = fuerza lateral de giro del eje delantero

Fyr = fuerza lateral de giro del eje trasero

m = masa total del vehículo

v = velocidad del vehículo (45km/h)

R = radio de curvatura

$a = 694,03 \text{ mm}$; $b = 875,361 \text{ mm}$

Utilizando los datos de la tabla 9, aplicamos las ecuaciones 11 y 12 para obtener los siguientes resultados:

$$Fyr = 340kg * \frac{12,50^2}{13m} * \left(\frac{0,694m}{1,570m}\right)$$

$$Fyr = 1806,40 [N]$$

$$Fyf = 1806,40 * \left(\frac{694,63}{875,361}\right)$$

$$Fyf = 1433,442 [N]$$

e. Resumen de fuerzas calculadas

Una vez realizados los cálculos de todas las cargas que se aplican en la mangueta delantera, obtenemos los datos necesarios en la Tabla 10. para posteriormente aplicarlos durante el análisis de esfuerzos en el software FEA

Tabla 10.
Fuerzas calculadas resultantes

Apoyo superior mesa	$Ho = 1379,43 [N]$
Apoyo inferior mesa	$Fo = 4580,41 [N]$
Fuerza delantera al momento de frenar	$Fa = 2733,9 [N]$
Fuerza aplicada por la junta de dirección	$Fyf = 1433,442 [N]$

La Tabla 11. muestra las diferentes cargas que se aplican en la mangueta según distintos equipos. La información nos sirve para comparar con las cargas calculadas por el grupo investigador y verificar que sean correctas.

Tabla 11.
Cargas aplicadas en la mangueta (N)

Fuente	Pinza de freno	Apoyo inferior	Apoyo superior	Dirección	Material
(Jaward & Baumann, 2002)	1 121	2 304	895		7075 T6
(Muzzupappa, Barbieri, & Bruno, 2011)					7075 T6
(Kakria & Singh, 2015)					7075 T6
(Joshi & Joshi, 2016)	1 120				7075 T6
(Reyes Jiménez, 2016)	3 048	3 438	2 068	256	7075 T6
(Mena Mena, 2017)	2085	2871	1482	494	7075 T6
Autor	2733,9	4580,41	1 379,43	1433,442	7021 T7

3.2 Análisis de la mangueta delantera matriz de la calidad

En la presente sección se establece los parámetros esenciales que debe cumplir la mangueta de acuerdo con el reglamento de la Fórmula SAE y los requerimientos estipulados por el usuario.

3.2.1 Voz del usuario

De acuerdo a las consideraciones con el usuario, el sistema debe contar con las siguientes características:

- Vehículo controlable bajo distintas condiciones de conducción;
- Estabilidad durante curvas de alta velocidad;
- Respuesta inmediata frente a cambios de dirección sin afectar la estabilidad;
- Bajo peso de la mangueta, disminuye las masas no suspendidas;

- Resistencia mecánica durante la competencia;
- Bajo costo de manufactura; y
- Aprobación con los requerimientos del reglamento FSAE vigente;

3.2.2 Voz del ingeniero

Luego de analizar las exigencias del usuario, se consideran los parámetros técnicos:

- Conservar los puntos geométricos de anclaje existentes;
- Obtener valores de resistencia a la mecánica que garanticen el funcionamiento de las manguetas ante las cargas;
- Determinar los materiales que existen en el mercado y que sean adecuados para la construcción de los elementos del sistema; y
- Diseñar la geometría de acuerdo a las herramientas y procesos de manufactura existentes;

Luego de determinar los aspectos requeridos por el usuario y por el ingeniero se desarrollan las especificaciones técnicas.

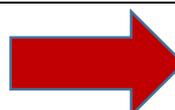
3.2.3 Especificaciones técnicas

A partir de los requerimientos y datos obtenidos de la casa de la calidad procedemos a establecer las especificaciones técnicas de la mangueta que se va a construir.

Tabla 12.
Especificaciones técnicas de la mangueta

ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO			
Producto: Mangueta delantera Formula SAE			
Concepto	Propone	R/D	Descripción
Función	C	R	Soportar las cargas generadas por la suspensión al momento de acelerar, frenar y tomar curvas.
	C	R	La mangueta debe tener las

CONTINÚA



			sujeciones para las mesas de la suspensión y brazo de dirección.
Peso	I	R	La mangueta debe pesar lo mínimo.
Resistencia	N	R	Los materiales apropiados para soportar todas las cargas de la suspensión. Los materiales no deben sufrir corrosiones.
Soldabilidad	D	R	El material debe ser soldable.
Costes	C	R	Costos bajos de fabricación.

Propone: D= Diseñador; N= Norma; C= Cliente

R/D: R= Requerimiento, D= Deseo; MR= Modificación requerimiento

3.2.4 Matriz de selección

Los criterios de evaluación para seleccionar el material y geometría a usar en la mangueta son los listados a continuación, nos ayudaran a seleccionar por medio de una matriz de selección la opción más indicada que cumple de mejor manera todos los parámetros.

- **Función**

La mangueta debe tener la capacidad de soportar las distintas cargas producidas al momento de que el vehículo curve, frene, etc. Una mayor valoración indica que el elemento resiste de mejor manera las cargas anteriormente dichas.

- **Peso**

El peso de la mangueta mientras menor sea tendrá mayor valoración siempre y cuando resista todas las cargas. El peso es uno de los parámetros más importantes porque la investigación se centra en optimización.

- **Resistencia**

Los materiales deben ser de gran resistencia y baja densidad para obtener la mayor optimización posible en cuanto a peso. Dentro de los

materiales es importante que estos se puedan maquinar. Mientras más económicos, resistentes y livianos sean los materiales tendrán mayor valoración.

- **Soldabilidad**

El material de la mangueta debe tener niveles altos de soldabilidad para garantizar la correcta unión de los puntos de anclaje de la suspensión, esto dará mayor valoración al elemento mientras más soldable sea.

- **Costes**

Los costos de manufactura de la mangueta es un parámetro importante, mientras tengan menor costo tendrán mejor valoración.

Se colocará una ponderación de 1, 5 y 10. Siendo 1 el menos adecuado, 5 el medianamente y 10 el más adecuado.

Tabla 13.
Matriz de selección de material

Alternativa	Funcionamiento	Resistencia	Bajo peso	Soldabilidad	Costes
Acero A36	10	10	1	10	10
Aluminio 6061 T6	10	10	10	10	5
Aluminio 7075 T6	10	10	10	1	5
Aluminio 7021	10	10	10	10	10

Después de usar la matriz de selección la opción de usar aluminio AW7021 es el más adecuado por cumplir con las características buscadas, alta resistencia, bajo costo, peso y altos niveles de soldabilidad.

Para justificar la matriz de selección de acuerdo al parámetro más importante que es las propiedades mecánicas se compararán los distintos materiales:

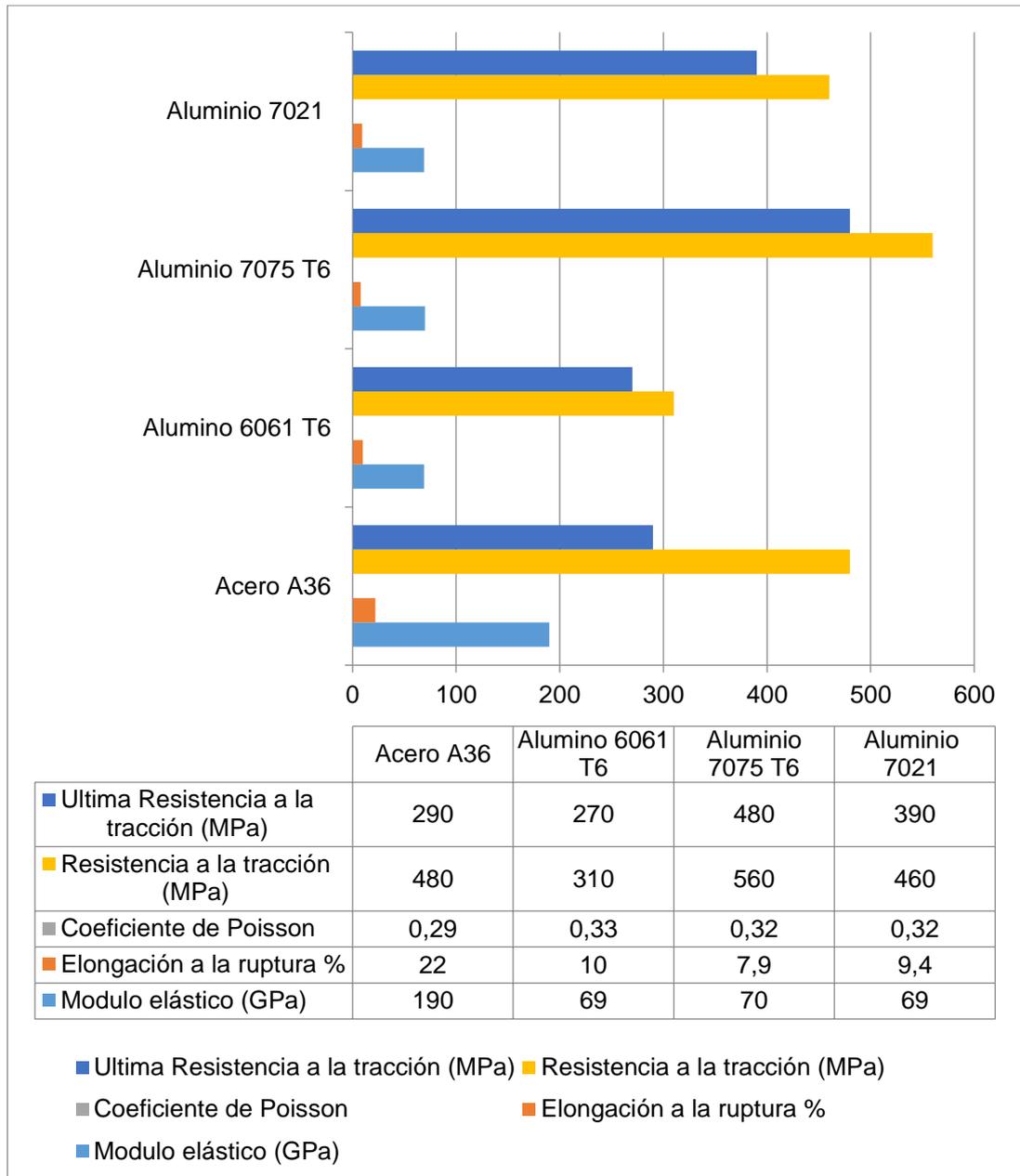


Figura 18. Propiedades mecánicas de distintos tipos de aluminio

Fuente: (MakeltFrom.com, 2017)

3.3 Proceso de rediseño y optimización de geometría

El proceso de rediseño y optimización de la geometría de la mangueta comienza analizando la geometría previa que existe, los puntos de anclaje de la suspensión y el material utilizado.

En el caso de la mangueta delantera del prototipo FESPE del año 2012 se tiene como situación inicial los siguientes parámetros:

Tabla 14.
Parámetros de fabricación mangueta delantera FESPE 2012

Mangueta Delantera FESPE 2012 “Cotopaxi 2”	
Material	Acero A36
Peso	2135 gramos
Anclajes existentes	Mesa superior, mesa inferior, dirección, mordazas de freno.
Proceso de manufactura empleado	Conjunto maquinado manualmente, conjunto soldado.
Geometría utilizado	



Figura 19. Mangueta delantera FESPE 2012

Una vez que se conoce la geometría inicial con todos sus características se realiza un modelo de la misma en un *software* CAD, en este caso Autodesk Inventor 2017, el mismo que se utiliza por poseer la herramienta de “generación de Forma” la cual genera una optimización topológica.

A continuación se describe el procedimiento para la obtención del componente optimizado dentro del *software* anteriormente dicho:

El primer paso es abrir el archivo CAD de la mangueta a optimizar, en ese archivo debemos conservar los puntos de anclajes del elemento pero debemos generar un boceto en el cual exista espacio libre para que el *software* pueda generar con su herramienta específica una optimización libre. (Figura 20)

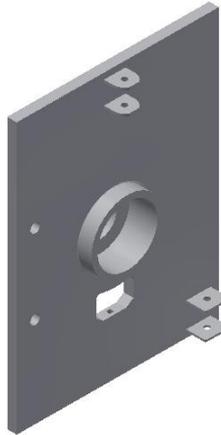


Figura 20. Inicio optimización *software* Inventor

Una vez que se tiene un sólido donde el programa puede generar su optimización. Debemos abrir la herramienta generador de forma ubicado en la barra de herramientas

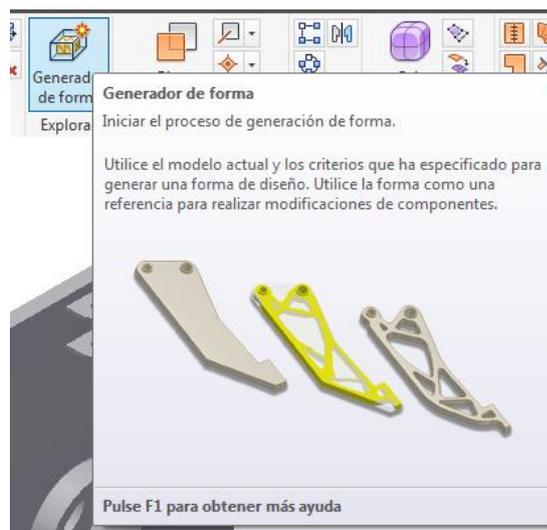


Figura 21. Icono generador de forma *software* Inventor

Una vez que se inició el generador de forma debemos establecer algunas condiciones como el material a utilizar, las restricciones que tendrá el elemento, las cargas a someterse, las regiones que se deben conservar (puntos de anclaje en este caso), etc. La correcta selección de estas condiciones afectara en gran medida la optimización.

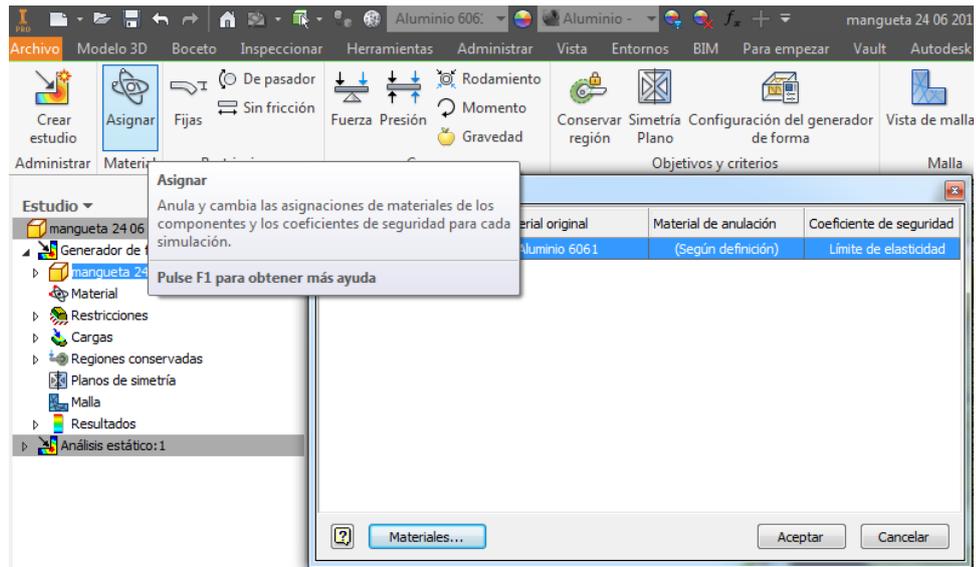


Figura 22. Asignación de material para optimización

Asignamos las restricciones al elemento, en este caso poseemos una restricción de tipo fijo en la cavidad para el rodamiento que soportara la rueda del vehículo.

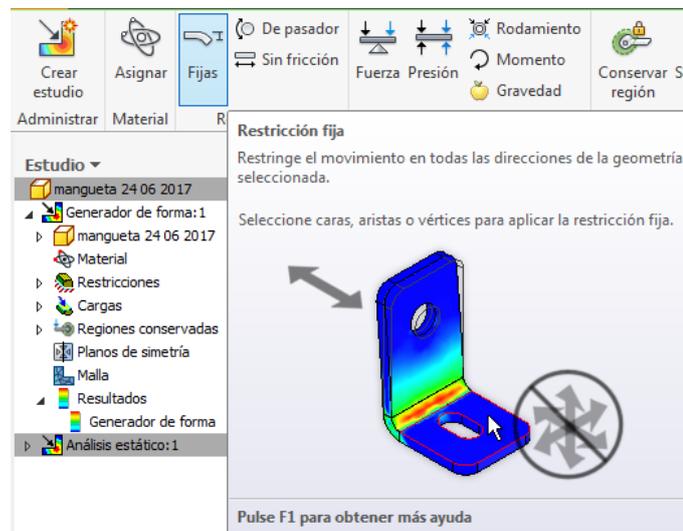


Figura 23. Asignación de restricciones

Como siguiente paso, debemos posicionar las cargas al elemento, en este caso tenemos cargas de tipo fuerza, así como gravedad. Existen distintos tipos de cargas como momentos, presiones, etc.

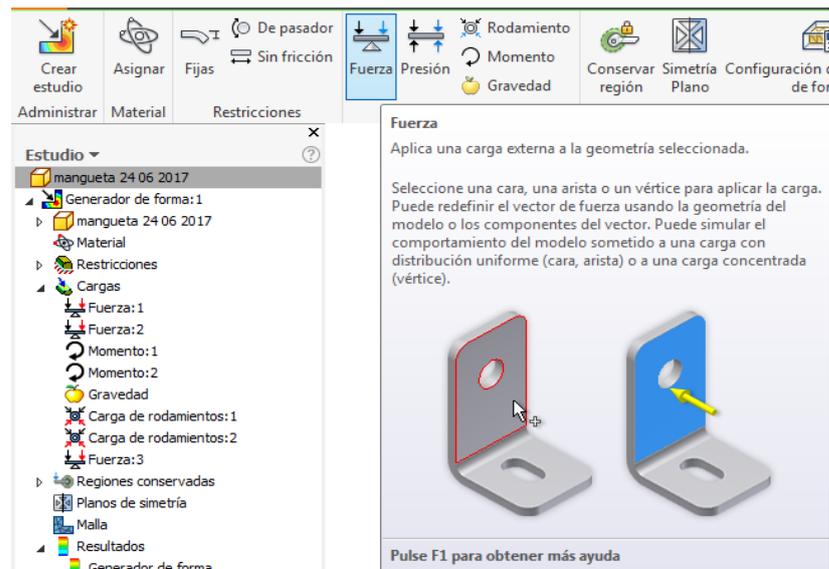


Figura 24. Asignación de cargas

Un paso importante después de aplicar las cargas es delimitar las regiones que se deben conservar, en este caso debemos respetar el lugar donde va el rodamiento de la rueda, los puntos de anclaje de las mesas superiores e inferiores, brazos de dirección y soportes de la mordaza de freno.

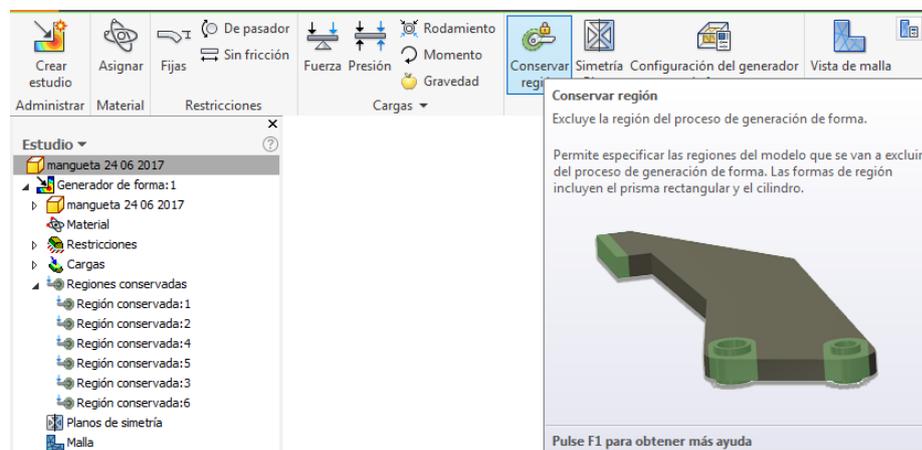


Figura 25. Especificación de regiones que se deben conservar

Paso siguiente a tener las condiciones de cargas, anclajes y material debemos configurar el generador de forma, aquí especificamos nuestro objetivo que es tener máxima rigidez, el porcentaje de reducción de masa respecto al original y el tamaño del mallado con el que se analizara el elemento.

En nuestro caso los porcentajes fueron variados desde un 20% hasta un 40%. La malla ocupada fue de tipo fino para tener un análisis más a detalle. La variación de estos porcentajes se dieron de acuerdo a iteraciones, por ejemplo al subir mucho el porcentaje existían regiones importantes que desaparecían. Por otra parte si el porcentaje era muy alto no existía optimización.

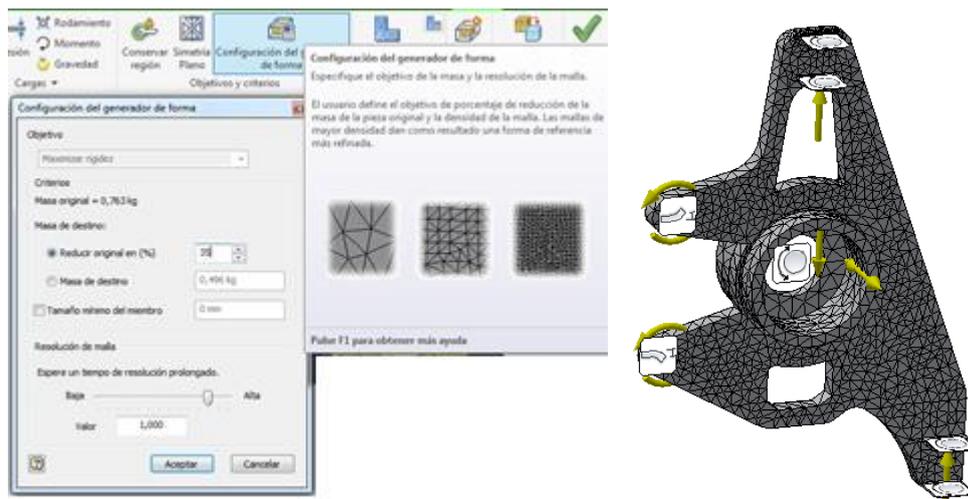


Figura 26. Configuración de mallado y optimización

Como último paso hacemos correr la optimización dando un *click* en el icono *generar forma*. Localizamos donde queremos que se guarden los archivos generados y podremos comenzar el procedimiento. En la figura 27 se observa la pantalla en la cual encontramos el icono generar forma

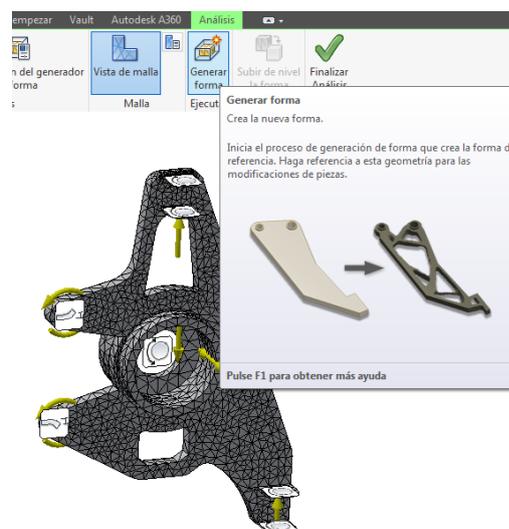


Figura 27. Generación de forma

El resultado de la optimización es un sólido como el que se muestra en la figura 28, muestra la forma que debemos acercarnos para obtener un componente mejorado, de acuerdo al porcentaje configurado obtendremos distintas formas y distintos vaciados. La forma que se genera como resultado la podemos cargar en el mismo archivo o también como un archivo aparte.

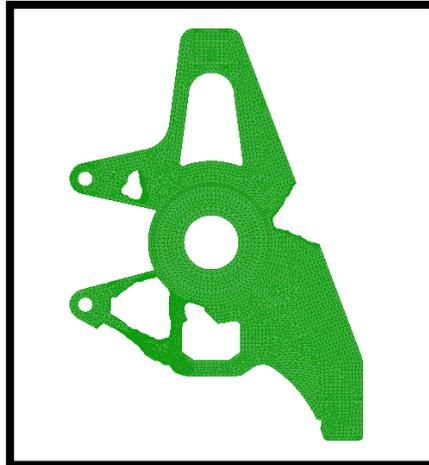
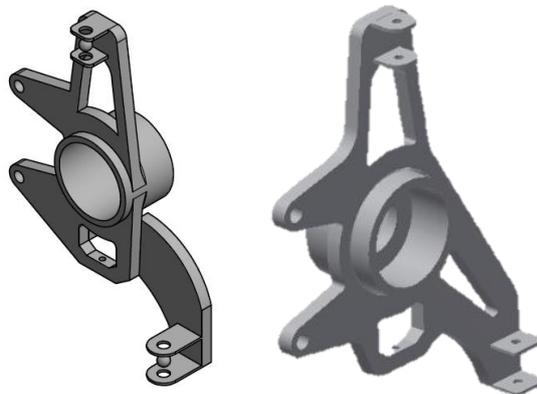


Figura 28. Imagen obtenida después de generar la optimización

Una vez que el proceso de optimización se concluyó, debemos usar la imagen generada por el generador de forma para dibujar un sólido que siga un patrón similar. Al tener este nuevo CAD lo llevamos a un *software* de tipo FEM para simular las condiciones de trabajo de la mangueta y poder mediante varios ensayos mejorar la optimización del mismo.

A continuación en la figura 29, se presentan los diseños que se produjeron en los distintos ensayos; por ejemplo el primero es bastante básico y robusto mientras el final está optimizado y mejor diseñado:



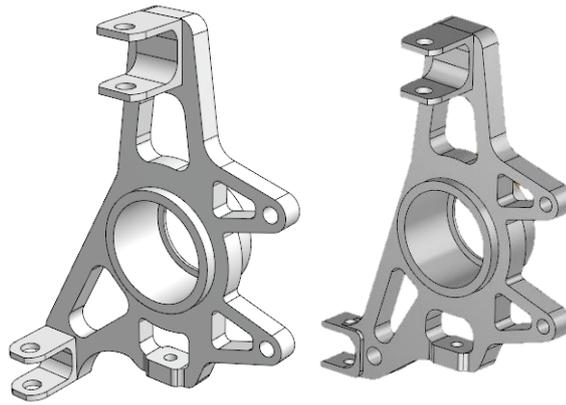


Figura 29. Evolución proceso de geometrías de la mangueta

3.4 Proceso simulación Ansys

Un procedimiento de diseño típico transforma los datos existentes como fuerzas, cargas, momentos de torsión en resultados de desplazamiento, esfuerzos, factores de seguridad, etc. Utilizando complejos algoritmos basados en el cálculo manual por el método de elementos finitos, para esto se necesita gran cantidad de tiempo así como habilidades matemáticas para llegar a resultados con una exactitud adecuada. Sin embargo un ingeniero puede llegar a encontrar ecuaciones para geometrías básicas mas no puede replicar detalles complejos (Reiher & Koch, 2015).

Para lograr llegar a simular de manera adecuada geometrías complicadas se utilizan programas computacionales como *Ansys* que basa su funcionamiento en el método de elementos finitos obteniendo resultados de gran exactitud. En este debemos ingresar de manera correcta las cargas así como utilizar un mallado de tamaño adecuado.

El proceso de simulación empieza al tener una geometría CAD lista, el archivo generado en el *software* Inventor lo exportamos a formato *STEP*. En la figura 30, se observa la manera en la que exportamos el archivo.

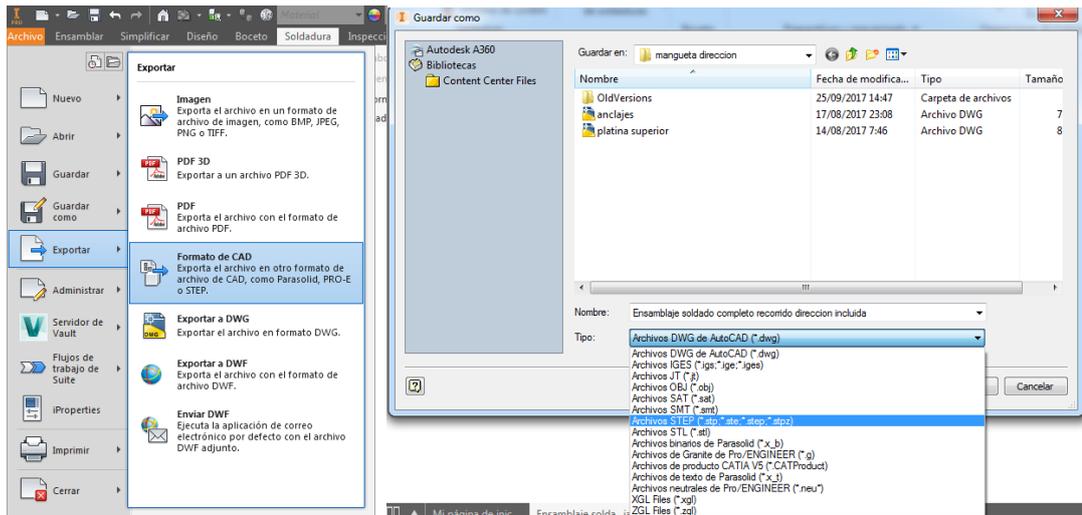


Figura 30. Exportación de archivo CAD

Una vez listo el archivo en formato STEP abrimos el *software* FEM *Ansys Workbench*. En este programa trabajamos con el módulo *Geometry* así como el módulo *Static Structural*. Ambos módulos los conectamos mediante *Geometry* hasta la pestaña *model* como se observa en la figura 31.

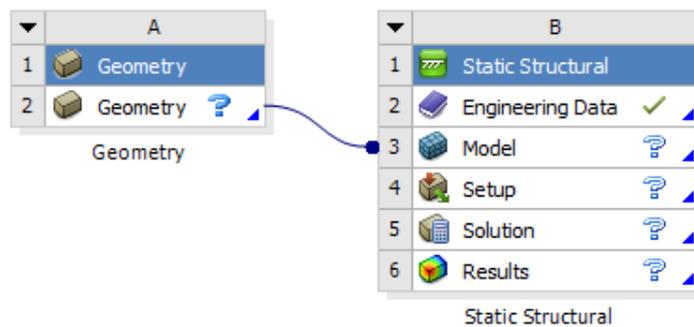


Figura 31. Vinculación geometría y modelo en Ansys

Cargamos la geometría dando *click* derecho en *Geometry*, después *Import Geometry* y buscamos en *browse* el archivo que deseamos simular.

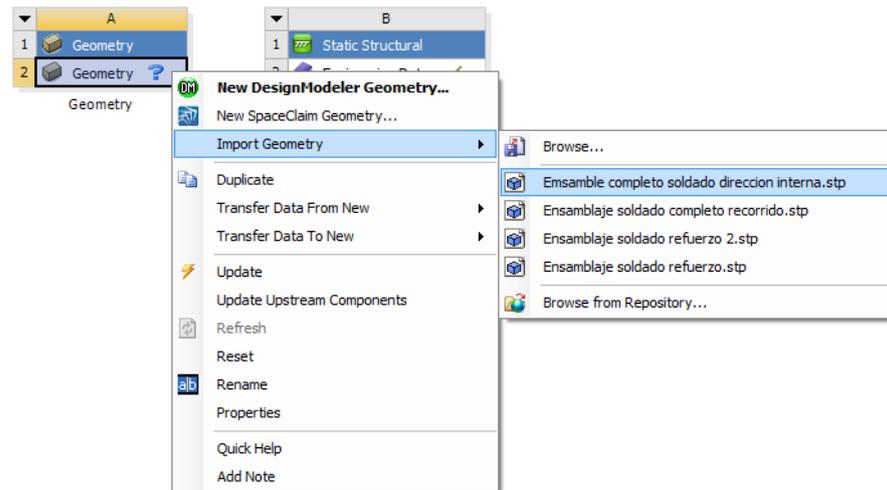


Figura 32. Importación de archivo CAD a Ansys

Cargamos el material con el cual vamos a trabajar en la pestaña *Engineering Data*, en el caso de estudio se creó el material dentro de la biblioteca del programa.

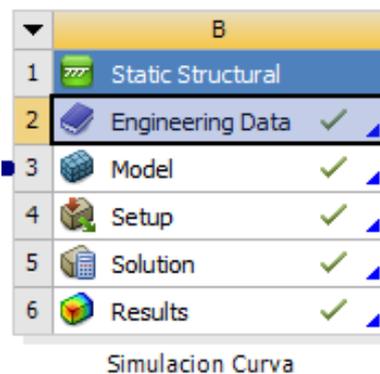


Figura 33. Captura módulo *Static Structural*

Una vez que tenemos cargada la geometría y el material creado abrimos dando doble *click* en la pestaña *Model*. Aquí debemos establecer todas las condiciones de simulación: cargas, restricciones, así como que gráficas y resultados queremos obtener. En la figura 34 observamos la geometría importada para su posterior simulación.

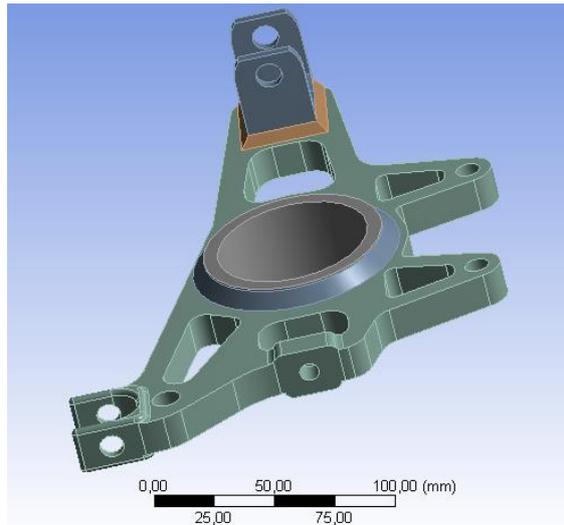


Figura 34. Captura de pantalla módulo *Mechanical*

El primer paso es seleccionar el material, para esto vamos a la pestaña *Geometry* ubicada en la parte izquierda de la pantalla, seleccionamos los sólidos que vamos a definir el material y en la parte baja en la pestaña *assignment* encontramos el material anteriormente cargado, en este caso el que creamos llamado “AW7021”. Este proceso lo podemos observar en la figura 35.

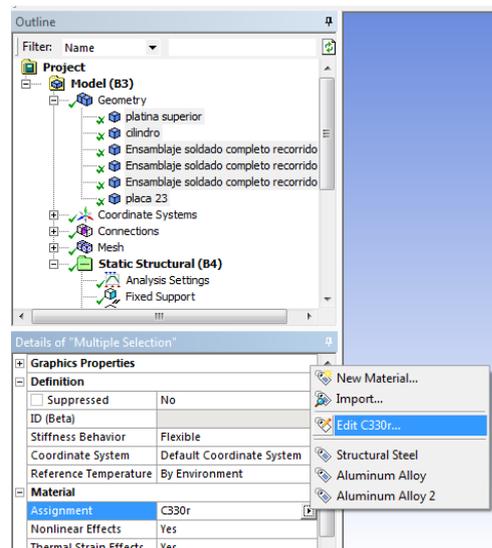


Figura 35. Asignación de materiales

3.4.1 Mallado de la mangueta

Paso siguiente debemos generar el mallado de los elementos que son parte de la mangueta, para esto se inserta un paquete de tamaño de mallado *sizing* donde seleccionamos los elementos a estudiar, se va utilizar el indicador *Jacobian Ratio* como método de análisis del tamaño de malla.

Mediante ensayos vamos cambiando el tamaño de la malla hasta conseguir que este indicador se encuentre lo más cercano a 1 (Abambres & Arruda, 2016). Para el caso en estudio el *Jacobian Ratio* llegó a estar en 1,0105 con un tamaño de malla de 3mm lo cual se considera adecuado de acuerdo a la bibliografía estudiada.

The image shows two panels from a software interface. The left panel, titled 'Details of "Mesh"', displays the following statistics:

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	141024
<input type="checkbox"/> Elements	86312
Mesh Metric	Jacobian Ratio
<input type="checkbox"/> Min	-100,
<input type="checkbox"/> Max	7,0193
<input type="checkbox"/> Average	1,0105
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,59952

The right panel, titled 'Details of "Body Sizing" - Sizing', displays the following configuration:

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	8 Bodies
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	3, mm
Behavior	Soft

Figura 36. Tamaño y verificación del mallado

3.4.2 Aplicación de cargas anteriormente calculadas

Para aplicar las cargas que intervienen al trabajar la mangueta fueron calculadas al inicio del capítulo, estas se aplican como se observa en la figura a continuación. Los anclajes con mayor carga son de la mesa inferior. La manera en la que se aplican todas las cargas se muestra en la figura 37 indicando la dirección y magnitud.

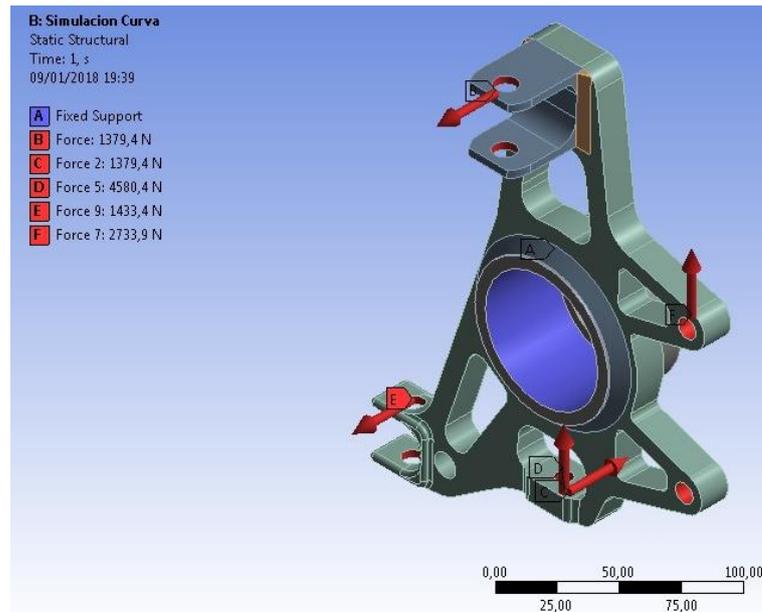


Figura 37. Cargas aplicadas en la mangueta

3.4.3 Análisis de resultados

Los resultados que se necesitan para evaluar la geometría de la mangueta son los siguientes: Tensión de Von Mises, desplazamiento tanto total como direccional y el factor de seguridad.

A continuación se presentan las figuras resultantes de los primeros ensayos de la mangueta así como las mejoras realizadas para generar un diseño más eficiente y seguro.

a. Ensayo #1

Como se puede analizar de los resultados del primer ensayo utilizando una placa de espesor de 10mm existe un factor de seguridad demasiado bajo ($F_{seguridad} = 0,96406$) que se muestra en la figura 41 así como un esfuerzo equivalente de Von Mises ($290,44 \times 10^8$ Pa) (Figura 38) el cual no sobrepasa las propiedades mecánicas del material.

- **Tensión Von Mises**

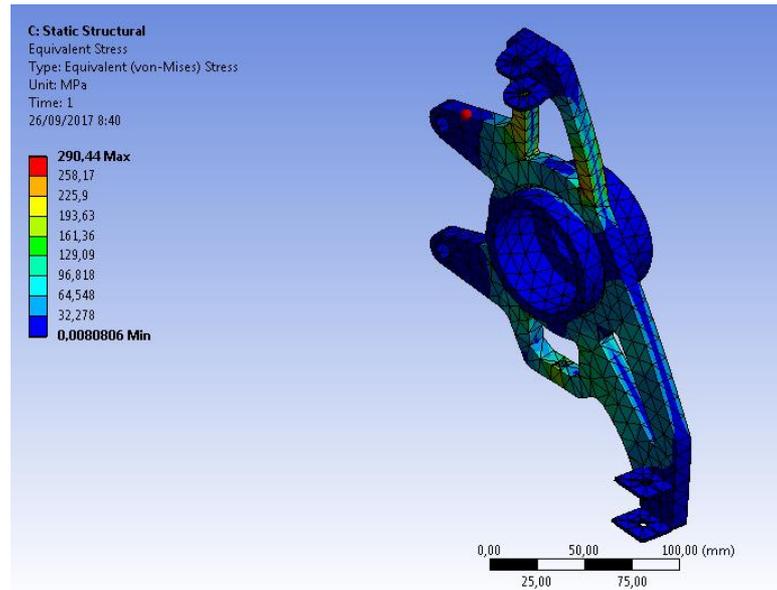


Figura 38. Tensión equivalente Von Mises ensayo 1

- **Desplazamiento total**

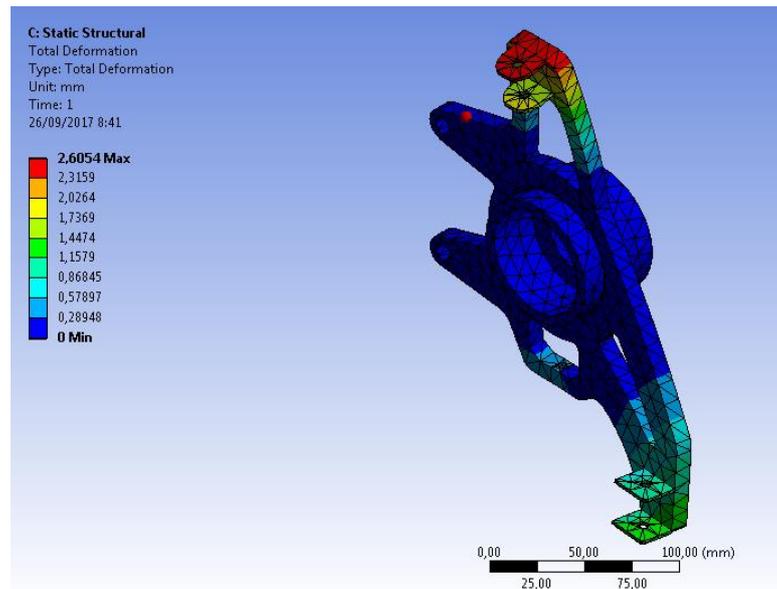


Figura 39. Desplazamiento total mangueta ensayo 1

- **Desplazamiento direccional**

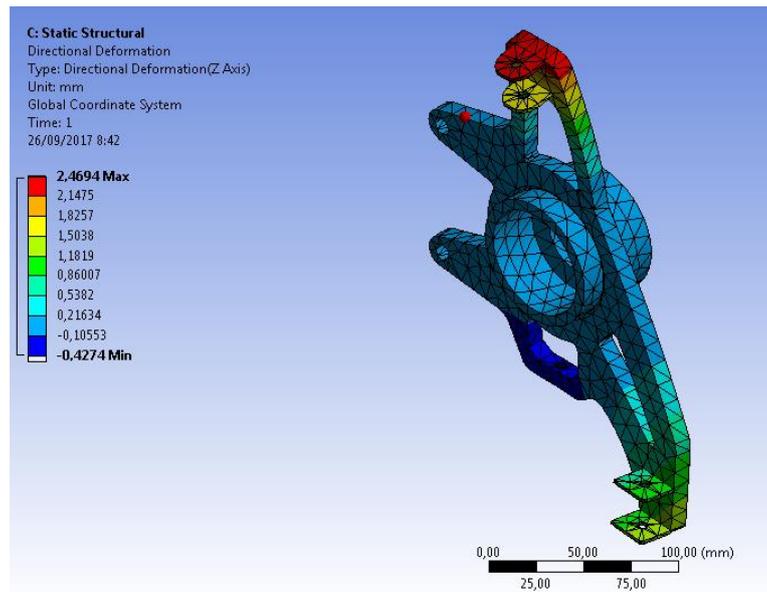


Figura 40. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 1

- **Factor de seguridad**

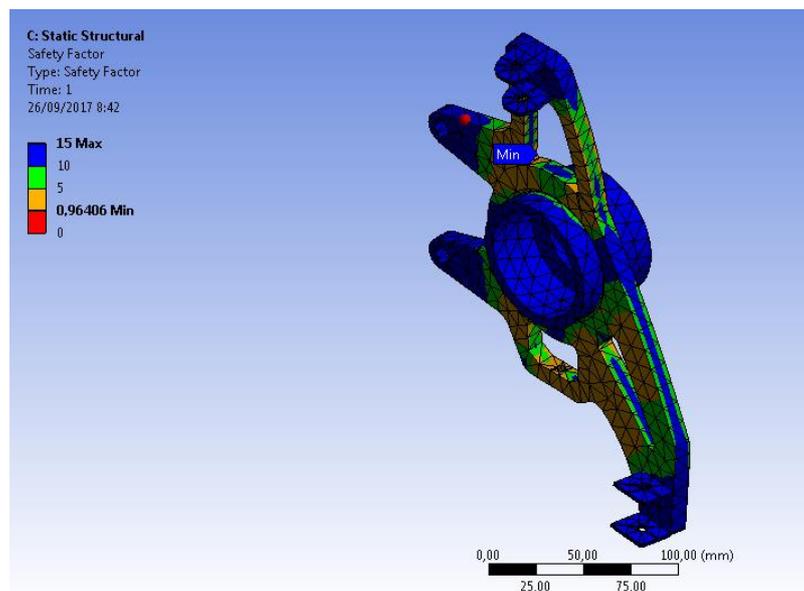


Figura 41. Factor de seguridad mangueta ensayo 1

b. Ensayo #2

En el segundo ensayo se utilizó una placa de 13 milímetros de espesor así como se modificó la geometría para mejorar los resultados, en este caso los mismos son ahora más adecuados aunque el factor de seguridad (Figura

45) está en 1,8642 lo cual no es satisfactorio dentro de los objetivos planteados (Factor seguridad mayor a 2)

- **Tensión Von Mises**

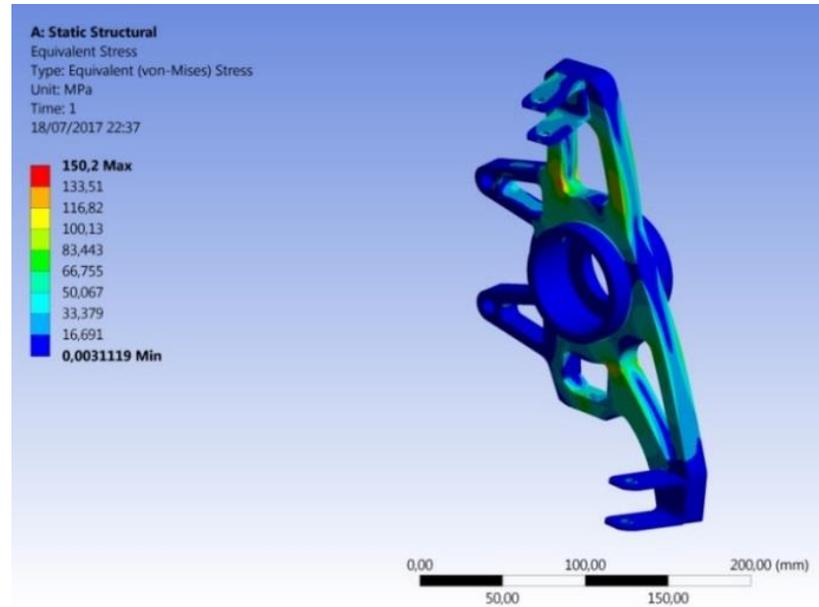


Figura 42. Tensión equivalente Von Mises ensayo 2

- **Desplazamiento total**

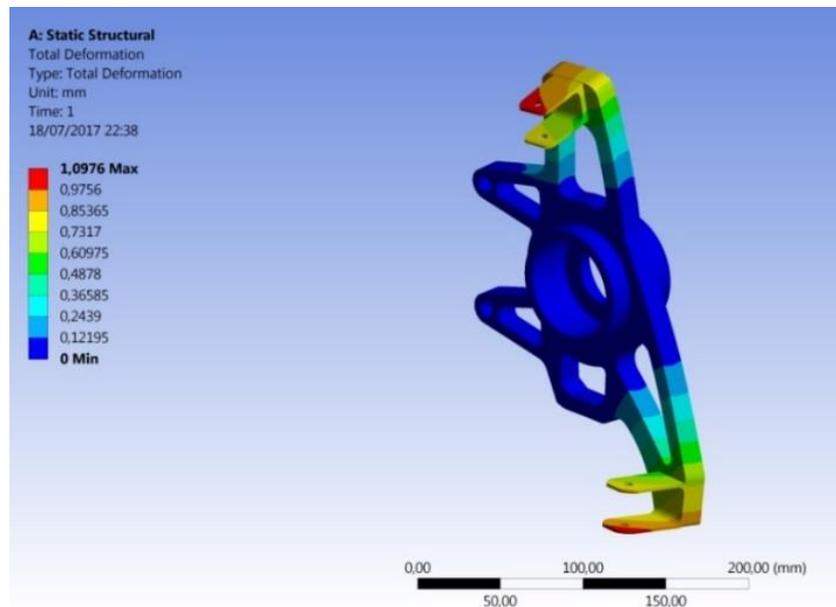


Figura 43. Desplazamiento total mangueta ensayo 2

- **Desplazamiento direccional**

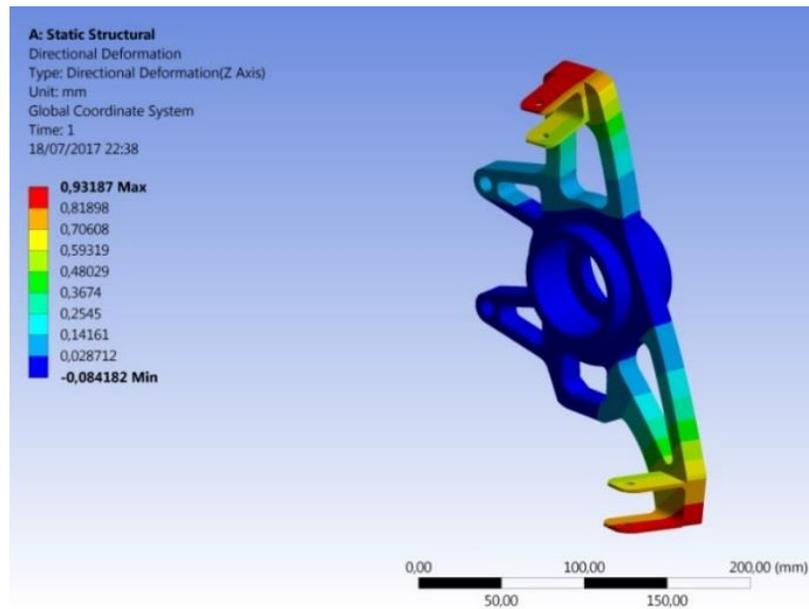


Figura 44. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 2

- **Factor de seguridad**

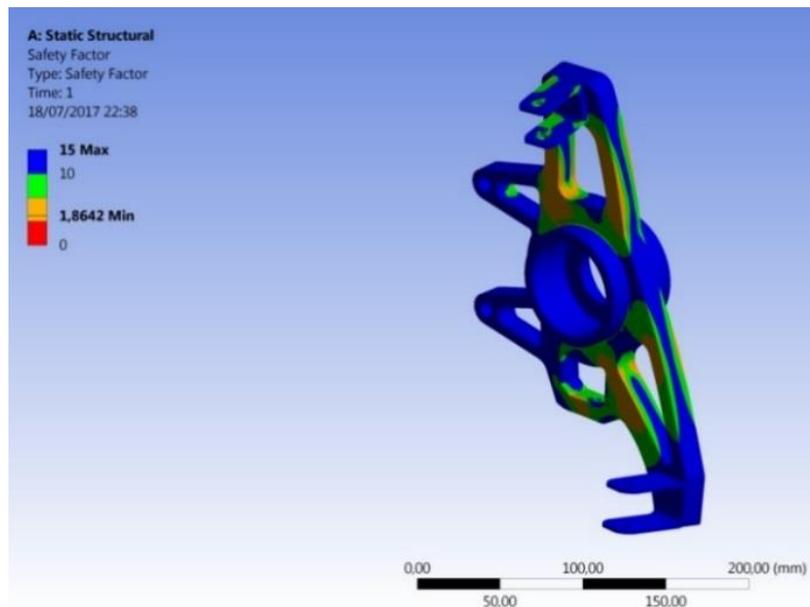


Figura 45. Factor de seguridad mangueta ensayo 2

c. Ensayo #3

En el tercer ensayo se continuó utilizando la placa de 13 milímetros de espesor pero se modificó la geometría para mejorar los resultados, en este caso los mismos son ahora positivos teniendo todos los factores dentro de lo

permisible. Factor de seguridad (Figura 49) de 2.0979, esfuerzo equivalente Von Mises (Figura 46) de 176.52 MPa y desplazamiento total (Figura 47) de 1,1906 mm.

- **Tensión Von Mises**

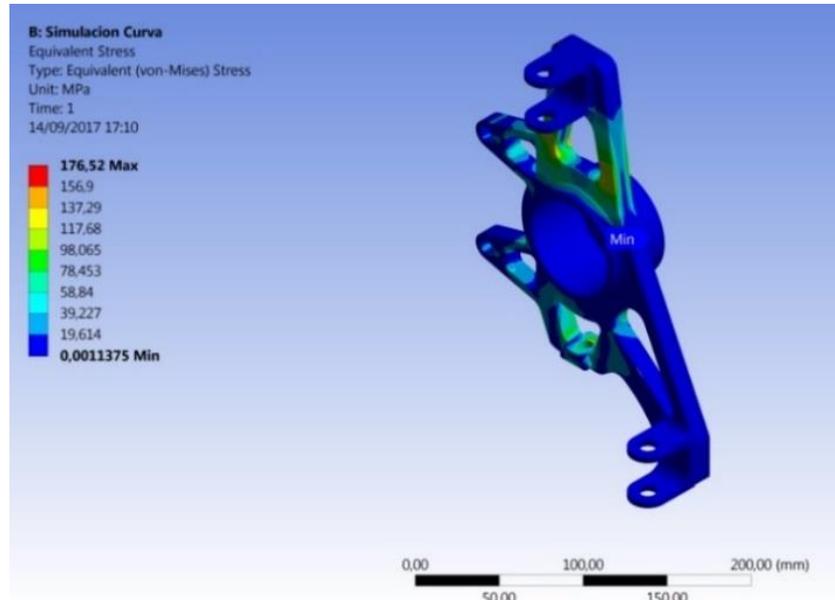


Figura 46. Tensión equivalente Von Mises ensayo 3

- **Desplazamiento total**

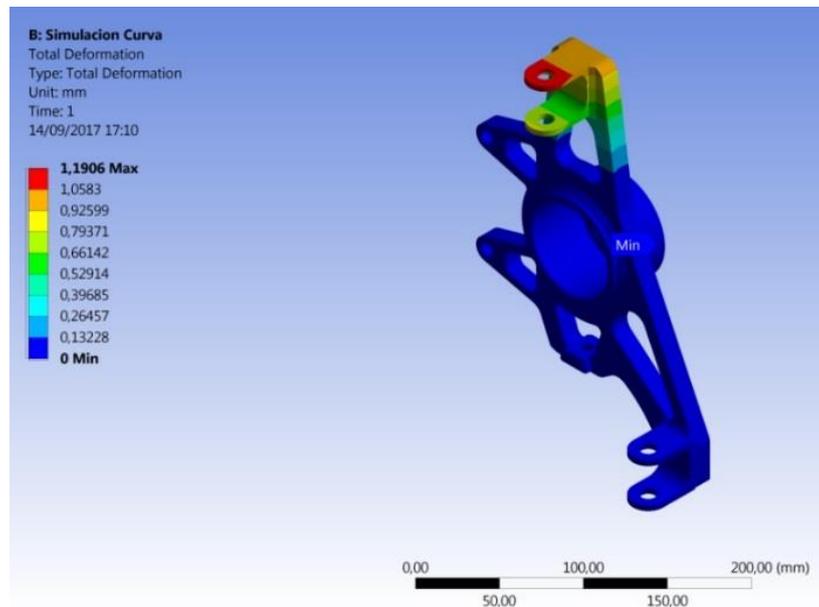


Figura 47. Desplazamiento total mangueta ensayo 3

- Desplazamiento direccional

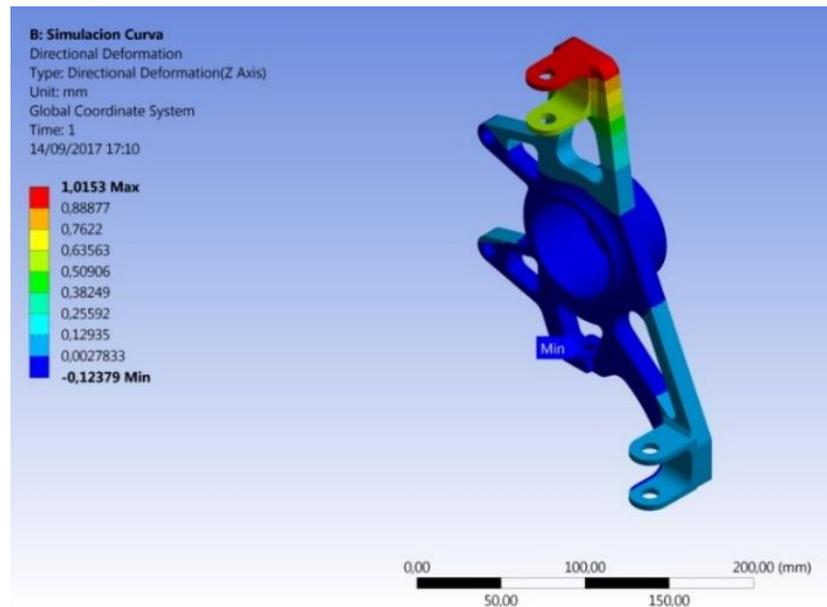


Figura 48. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 3

- Factor de seguridad

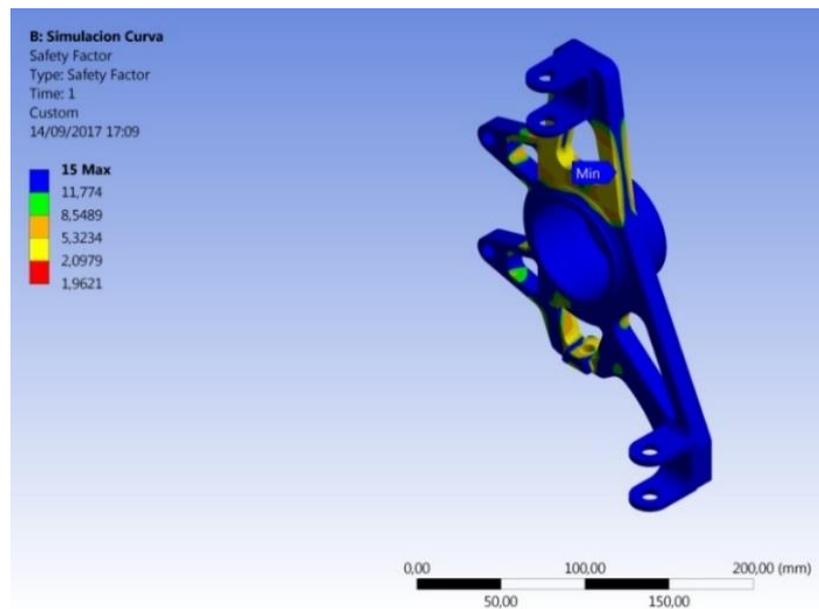


Figura 49. Factor de seguridad mangueta ensayo 3

d. **Ensayo #4**

Durante el cuarto y último ensayo realizado se cambió el espesor de la placa a 15 milímetros por motivos de disponibilidad del material en el mercado, Se modificó el anclaje de la mordaza de freno 8mm hacia el

interior para mejorar la superficie de contacto de la pastilla en virtud que solo trabaja a la mitad del área disponible y existía 10mm de espacio libre.

El anclaje de la barra de la dirección igualmente fue modificado, haciendo que sea un solo cuerpo con la demás plancha, reduciendo de esta forma los esfuerzos que se producen al tener uniones soldadas.

Los cambios realizados durante este ensayo generaron una disminución de los esfuerzos equivalentes (Figura 50) así como del desplazamiento total y direccional (Figura 51 y 52). El factor de seguridad se elevó a 2,2892 como se puede observar en la figura 53 siendo el máximo alcanzado hasta el momento y está dentro de los objetivos planteados al inicio de la investigación.

Por lo anteriormente explicado sobre el último ensayo generado esta se toma como geometría final y será la construida.

- **Tensión Von Mises**

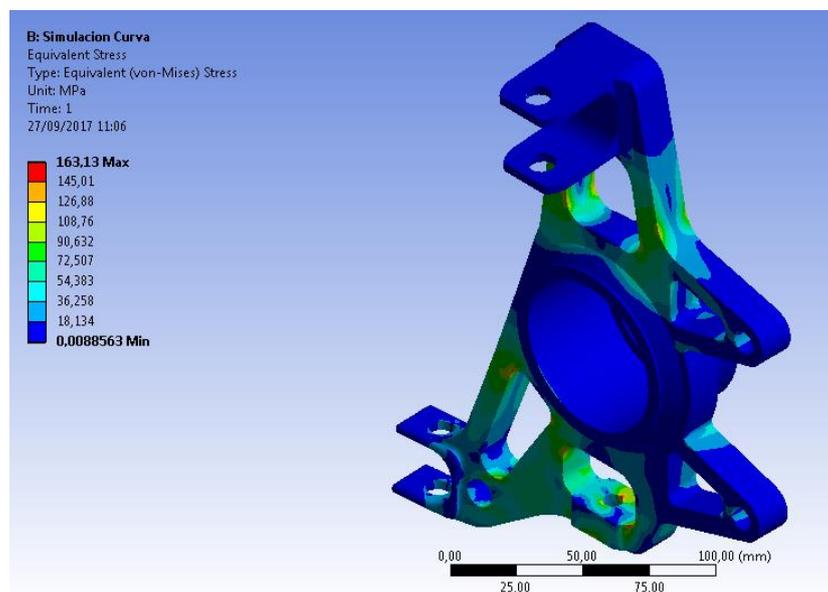


Figura 50. Tensión equivalente Von Mises ensayo 4

- Desplazamiento total

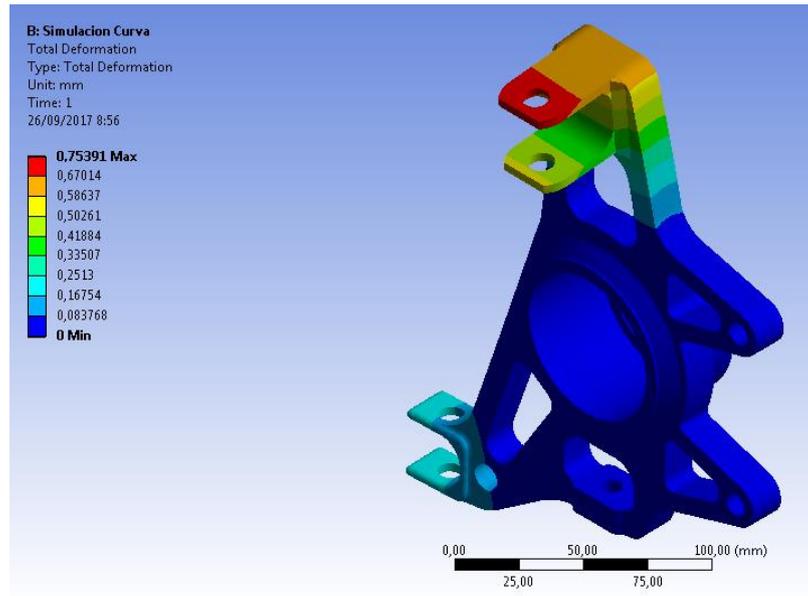


Figura 51. Desplazamiento total mangueta ensayo 4

- Desplazamiento direccional

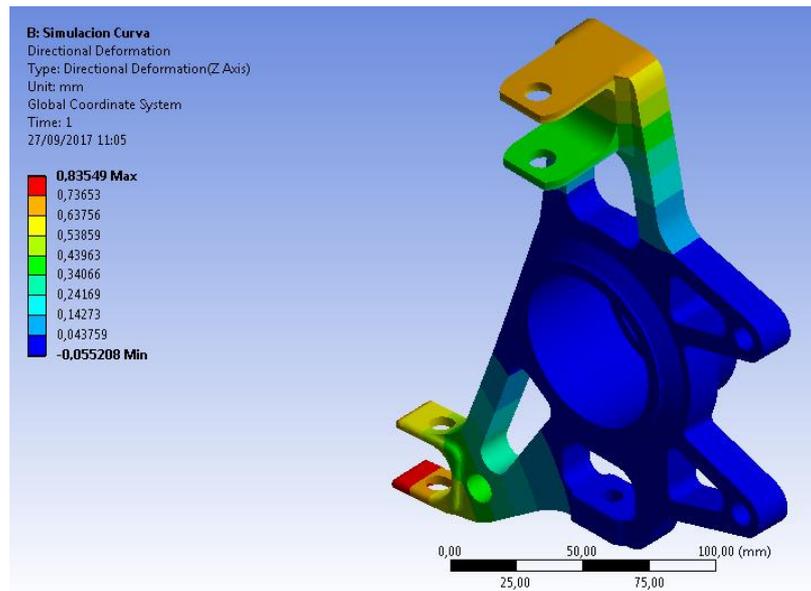


Figura 52. Desplazamiento direccional eje Z mangueta ensayo 4

- **Factor de seguridad**

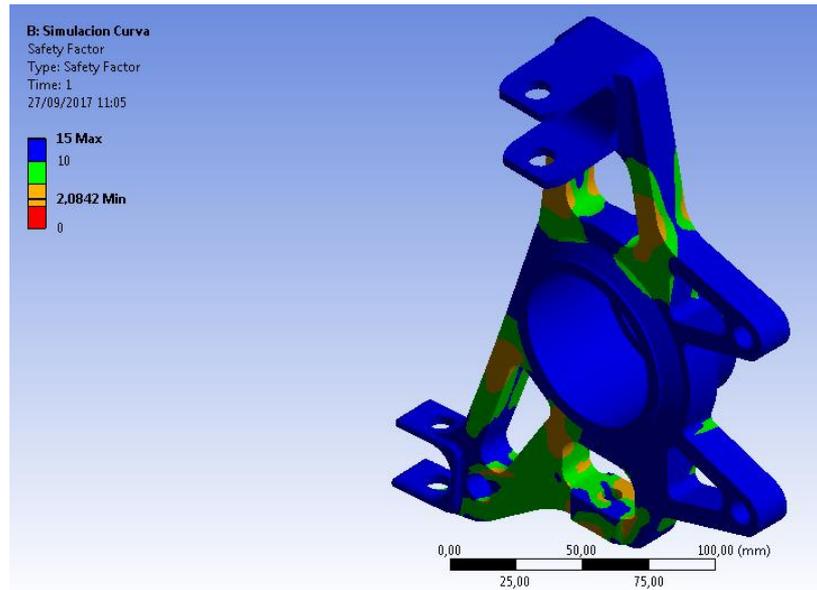


Figura 53. Factor de seguridad mangueta ensayo 4

3.5 Construcción

De acuerdo a la geometría generada en CAD y a la matriz de selección de materiales se va a fabricar la mangueta por partes, las mismas serán primero maquinadas para después ser soldadas y generar un solo componente.

3.5.1 Materiales

Los materiales a utilizar son:

- Plancha de aluminio AW7021 de 600x200x15mm
- Plancha de aluminio AW7021 de 100x100x30mm
- Eje de aluminio AW7021 de 80mm diámetro

Estos materiales se los pueden conseguir en el mercado nacional y como se observa en la figura 54 estos son dos planchas y un eje.



Figura 54. Materiales en bruto previo al maquinado

3.5.2 Proceso de mecanizado

El proceso de mecanizado que se escogió tanto para la plancha de aluminio así como para los soportes de la suspensión fue el de corte por chorro de agua. Por otra parte, el eje que soportará el rodamiento de la rueda, se torneara de manera manual para su posterior prensado y unión mediante soldadura TIG.

A continuación en la tabla 15 se presenta un cursograma con los procesos a realizar para la construcción de la mangueta nueva y los tiempos aproximados de cada uno.

**Tabla 15.
Cursograma para la construcción de la mangueta**

Cursograma Construcción Mangueta		
10 min	▽	Plancha aluminio espesor 15mm Eje de diámetro 80mm
120 min	○	Torneado del eje
5 min	□	Verificación de medidas
30min	○	Corte chorro de agua de la plancha

CONTINÚA



5 min		Verificación de medidas
20 min		Ensamble de las partes (prensado)
30 min		Soldadura del eje y la plancha
60 min		Pulido de la mangueta
30 min		Soldadura del soporte de la suspensión
5 min		Verificación de medidas
30 min		Taladrado de agujeros para sujeciones
5 min		Verificación final de medidas

- **Maquinado de la plancha**

El maquinado de la plancha de aluminio que será la base para la mangueta esta realizado mediante corte de chorro de agua por su exactitud así como su rapidez. Este tipo de corte tiene una exactitud de 0,08mm siendo uno de los más altos que se encuentran en el mercado. La placa al finalizar el proceso de corte tiene la apariencia de la figura 55.



Figura 55. Plancha base para la mangueta después del corte de agua

- **Torneado de eje**

El eje donde posteriormente se colocará el rodamiento de la rueda se maquina en un torno manual por su forma simple y porque es mucho más económico.



Figura 56. Proceso de torneado eje

- **Prensado de conjunto**

Una vez que la plancha y el eje están maquinados y cilindrados correctamente los mismos se llevan a prensar para que se conviertan en un solo cuerpo. El ajuste que existe entre las dos piezas es de tipo H11 por el tipo de material utilizado y por ser el apropiado para piezas mecánicas de acuerdo a la

Tabla 16., por otro lado en la Tabla 17. se especifican los ajustes para ejes de diámetro entre 50 y 80 mm.

Tabla 16.
Campos de aplicación de las tolerancias ISO

Campos de aplicación de las tolerancias ISO															
Calidades	Tolerancias pequeñas				Tolerancias medias						Tolerancias grandes				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Campos de Aplicación					Para Ajuste						Tolerancias de acabado				
	Calibres				Piezas mecanizadas										
	Calibres de trabajo										Piezas forjadas, laminadas o fundidas				

Fuente: (Ruiz, 2015)

Tabla 17.
Grados de tolerancia de ajuste

Tamaños básicos	Grados de tolerancia					
	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
0-3	0.006	0.010	0.014	0.025	0.040	0.060
3-6	0.008	0.012	0.018	0.030	0.048	0.075
6-10	0.009	0.015	0.022	0.036	0.058	0.090
10-18	0.011	0.018	0.027	0.043	0.070	0.110
18-30	0.013	0.021	0.033	0.052	0.084	0.130
30-50	0.016	0.025	0.039	0.062	0.100	0.160
50-80	0.019	0.030	0.046	0.074	0.120	0.190
80-120	0.022	0.035	0.054	0.087	0.140	0.220

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)



Figura 57. Mangueta después de ser prensada

- **Soldadura conjunto**

Para que el prensado del eje y plancha de la mangueta sea fijo y definitivo se sueldan mediante proceso de soldadura TIG (del inglés *Tungsten Inert Gas*) o soldadura con gas inerte de tungsteno. Se utiliza este proceso de soldadura en referencia a la ficha técnica del material (AW 7021) en la Tabla 18. donde se especifica la calidad de soldadura de acuerdo al proceso de soldadura (rango 6 adecuado, 1 no adecuado).

Tabla 18.
Características de soldabilidad Aluminio 7021

Processing Characteristics ²⁾	
Dimensional stability	1 - 2
Machinability	1 - 2
Erodability	1
Weldability (Gas / TIG / MIG / Resistance / EB)	6 / 5 / 2 / 6 / 1
Corrosion resistance (seawater / weather/ stress cracking)	4 / 3 / 4
Use at temperatures (max °C long/short terms) ³⁾	120 / 140

Fuente: (Gleich Aluminium, 2016)

Para iniciar el procedimiento de soldadura debemos tener todas las superficies limpias, libres de aceites, grasas, polvo, etc. Debemos limpiar las piezas a soldar con disolventes de hidrocarburos como son la acetona o el alcohol. Con esto eliminamos la posibilidad de que existan porosidades en la suelda.

Con las superficies libres de impurezas se procede a calentar al conjunto a soldar con la ayuda de un soplete de acetileno, al momento de iniciar el proceso de soldadura gran parte del calor se pierde en calentar el metal base, en esta preparación el metal se calienta aproximadamente a unos 200°C, temperatura que no afecta a las propiedades mecánicas del material. Este proceso de calentamiento se observa en la figura 58.



Figura 58. Calentamiento de la mangueta para soldarla

Después de calentar ambos elementos se procede a soldar mediante proceso de soldadura TIG argón usando un material de aporte de aluminio ER 5183 que es apropiado para aleaciones de serie 7xxx.

Las características de calibración de la máquina para realizar la soldadura son las siguientes:

**Tabla 19.
Calibración soldadora**

Calibración Soldadora Miller Syncrowave 250 DX	
Pulso de soldadura	Continuo
Corriente	128 [Amperios]
Gas de protección	Argón
Boquilla	Gr8 (12,7mm)
Diámetro de electrodo	2mm
Material de aporte	ER 5183



Figura 59. Proceso de soldadura TIG de la mangueta

En la figura 59 se observa el proceso de soldadura realizado entre la plancha y eje que conforman la mangueta, por otra parte en la siguiente figura se observa el componente unido.



Figura 60. Conjunto de la mangueta después de soldada

- **Terminado de conjunto**

Para terminar el conjunto después del proceso de soldadura se tornea el cordón generado entre el eje y la placa plana (Figura 62), así como la cara completa de la plancha de la mangueta para dar un acabado adecuado al conjunto.



Figura 61. Mangueta en proceso de maquinado

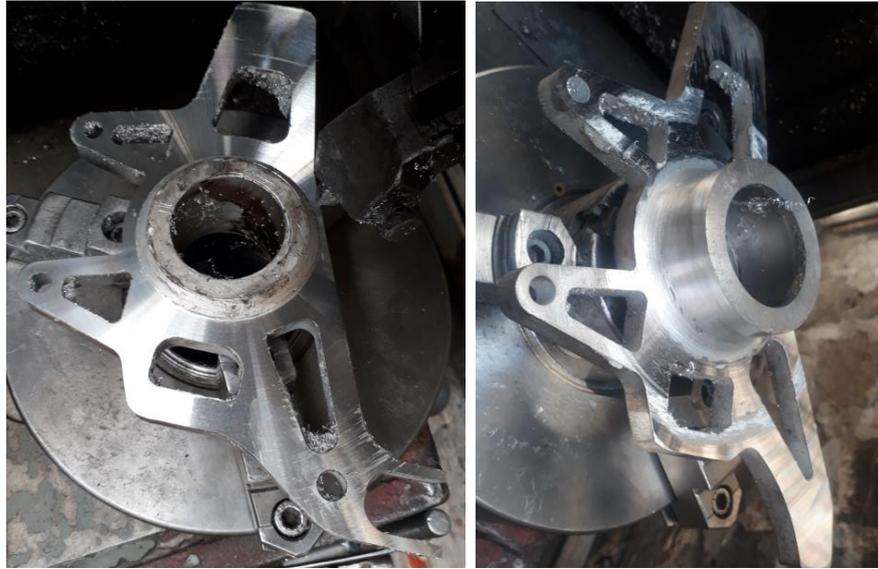


Figura 62. Mangueta en proceso de pulido

- **Soldadura de anclajes**

Una vez terminado el trabajo de pulido en el torno debemos soldar el anclaje para la mesa superior. El procedimiento y calibraciones de la maquina son las mismas usados para soldar el eje a la placa de la mangueta.



Figura 63. Soldadura de anclaje mesa superior

- **Mangueta terminada**

Una vez terminado todo el proceso de construcción de la mangueta optimizada se comparan los mismos parámetros de la mangueta inicial sin optimización (Tabla 14.) como son: material, peso, geometría, etc.

A continuación las características de fabricación de la mangueta optimizada en la Tabla 20.:

Tabla 20.
Características de fabricación mangueta optimizada

Mangueta optimizada delantera FESPE 2012 "Cotopaxi 2"	
Material	Aluminio AW7021
Peso	715 gramos
Anclajes existentes	Mesa superior, mesa inferior, dirección, mordazas de freno.
Proceso de manufactura empleado	Placa cortada por chorro de agua, Conjunto maquinado manualmente, conjunto soldado.
Geometría utilizado	



Figura 64. Mangueta delantera optimizada FESPE 2012

CAPÍTULO IV

IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

4.1 Verificación de medidas

Previo al ensamblado de los componentes acoplados a la mangueta se realizan los respectivos pesajes para verificar la reducción del peso del componente rediseñado.

4.1.1 Peso

Como situación inicial dentro de la investigación se realizaron mediciones al peso de la mangueta original realizada en Acero A36. El peso obtenido es de 2135 gramos.



Figura 65. Medición de peso mangueta Acero A36

Dentro del proceso de diseño se obtuvo un peso aproximado de la mangueta de 682 gramos, según el *software* Inventor aplicando el nuevo diseño.

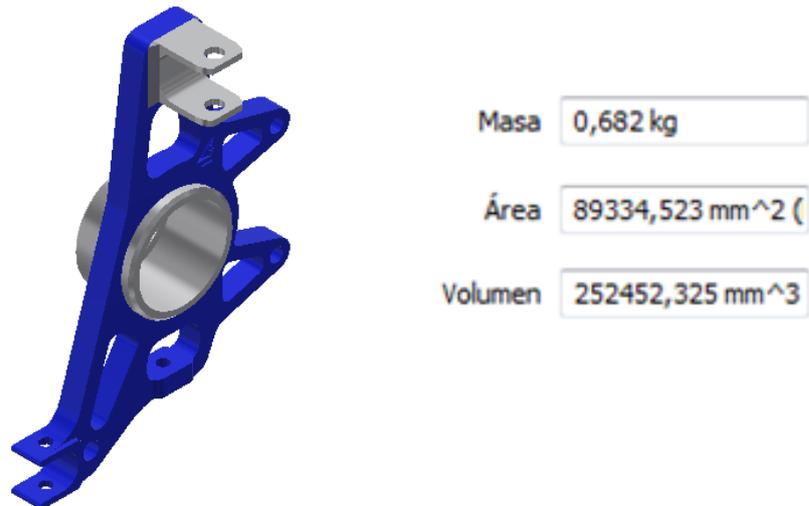


Figura 66. Peso aproximado mangueta usando software Inventor

Al finalizar el proceso de construcción de la mangueta el peso medido en balanza electrónica (Figura 67); fue de 715 gramos para la mangueta izquierda y de 732 gramos para la derecha. El peso de ambas está acorde a los objetivos de la investigación. Se obtuvo una reducción del 67% del peso en relación al original. La diferencia de peso entre ambas manguetas es de un 2%, esto no influye en el desempeño de la suspensión debido a que en distintos componentes de las masas no suspendidas como aros existen mayor diferencia de masa.



Figura 67. Medición de peso de las manguetas en Aluminio AW7021.

4.1.2 Dimensiones

Una vez construidas ambas manguetas se verifican que las dimensiones de las mismas estén dentro de las mismas del CAD, existe una tolerancia



Figura 68. Dimensiones de la mangueta

4.1.3 Pruebas de soldadura

Una vez comprobadas las medidas, así como el peso de cada mangueta construida se deben hacer ensayos no destructivos que validen la calidad de soldadura realizada para generar el componente. Los ensayos generados fueron:

- Ensayo visual
- Ensayo por tintas penetrantes
- Ensayo por partículas magnéticas

Los tres ensayos fueron exitosos y no se encontraron defectos superficiales.



Figura 69. Ensayo por tintas penetrantes

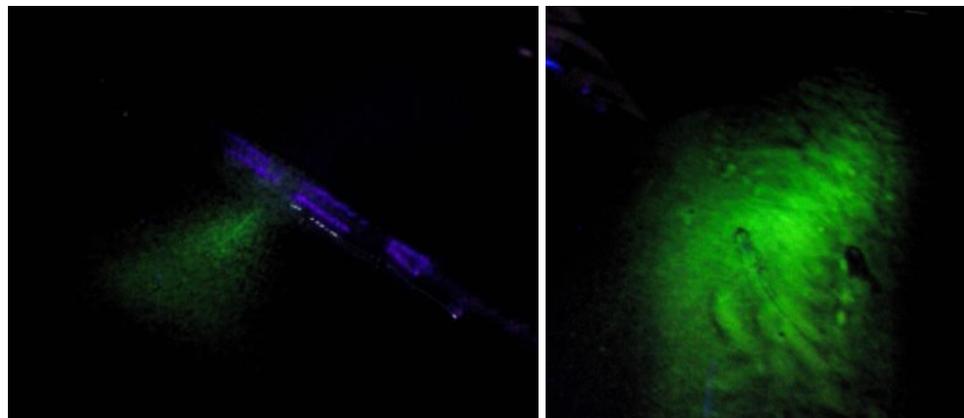


Figura 70. Ensayo por partículas magnéticas

En el anexo 1 se adjunta los informes que certifican los ensayos realizados a las manguetas.

4.2 Montaje del componente

Para realizar el montaje de la mangueta en el prototipo debemos primero prensar el rodamiento que soportara el centro de rueda así como el mismo centro. Este procedimiento se realiza con la ayuda de una prensa hidráulica.

4.2.1 Armado

El proceso de ensamblaje de la mangueta empieza al instalar mediante prensado el rodamiento de la rueda así como su seguro. Después de esto se procedió a pesar nuevamente el conjunto, el resultado fueron 1215 gramos.



Figura 71. Medición de peso conjunto mangueta - rodamiento

Paso siguiente se instaló el centro de rueda igualmente usando la ayuda de una prensa hidráulica. Una vez que el conjunto mangueta-centro de rueda estaba listo se procedió a instalarlo en el vehículo, se verificaron que todos los anclajes coincidan correctamente y no exista interferencia.



Figura 72. Ensamblaje del conjunto mangueta



Figura 73. Conjunto mangueta ensamblado

4.3 Pruebas FSAE

Las pruebas dinámicas que se realizaron para verificar el correcto diseño de la mangueta optimizada se desarrollaron de acuerdo al reglamento de la competencia. Primero se realiza la prueba de *skidpad* en los patios de la universidad, posteriormente la prueba de aceleración y *autocross* se realizó en el anillo vial del campus “Guillermo Rodríguez Lara” ubicado en la parroquia Belisario Quevedo. A continuación se detalla cada una de estas:

4.3.1 Aceleración

Según el reglamento en la prueba de aceleración debemos hacer el menor tiempo en recorrer una distancia de 75 metros entre la línea de partida y la línea de meta. Para simular esta prueba y someter el vehículo a grandes cargas se midió la distancia de 75 metros como zona de aceleración para después frenar de igual manera que se haría en la competencia. A continuación una imagen donde se muestra el área utilizada.

El tiempo obtenido en esta prueba fue de 3,98 segundos, este tiempo es bastante bajo porque el inicio de la prueba se hace con partida lanzada (el auto no inicia estacionado sino andando). La razón de hacer partida lanzada en vez de parada es por una falla de diseño de los anclajes del diferencial, esto genera una torsión muy alta en una placa donde está fijado el mismo.

Cada vez que se generaba una prueba la placa seguía deformándose hasta llegar a afectar el bastidor del prototipo.



Figura 74. Pista de aceleración
Fuente: (Google, s.f.)

Para analizar de manera correcta esta prueba se utilizó un acelerómetro el cual mide las fuerzas G producidas. El pico máximo obtenido en la prueba fue de 1,157g que es adecuado respecto a lo calculado en el capítulo 3. A continuación se presenta la gráfica obtenida por el programa:

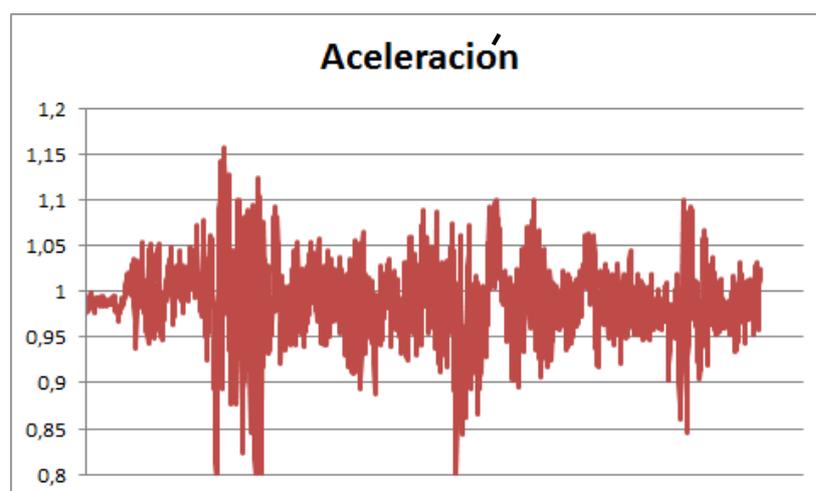


Figura 75. Oscilograma de fuerzas G medidas

4.3.2 *Skid pad*

Para reproducir esta prueba nos basamos en el reglamento de la FSAE que se menciona en el literal 2.2.2 del capítulo 2 sin tener en cuenta el tiempo de duración del ensayo por variaciones en las dimensiones de la pista. La prueba se realiza en los patios de la universidad en el campus de Latacunga sin inconvenientes.



Figura 76. Trazado del Skidpad

4.3.3 *Autocross*

La prueba de *autocross* bajo reglamento especifica un recorrido de media milla (0,805 km) teniendo distintos tipos de curvas, esta prueba se realizó en el anillo vial de la universidad en el campus “Guillermo Rodríguez Lara”, lugar ideal para probar el vehículo por las grandes rectas que existen y la oportunidad de generar una especie de circuito de velocidad media (Figura 77).

Este ensayo se realizó sin inconvenientes y se muestra en la tabla 21 con las características del circuito generado:

Tabla 21.
Detalles del circuito de pruebas autocross

Circuito de pruebas	
Ubicación	Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE campus "Gral. Guillermo Rodríguez Lara"
Longitud del circuito	1,34 km
Tipos de curvas	Dos rotondas, 4 rectas y una horquilla.
Tipo de calzada	Asfalto
Velocidad máxima	140 km/h



Figura 77. Pista para pruebas Autocross
Fuente: (Google, s.f.)

CAPÍTULO V

MARCO ADMINISTRATIVO

5.1 Recursos humanos

Las personas que intervinieron en la investigación y desarrollo del trabajo, se destaca al aporte del personal especializado por el conocimiento en las diferentes áreas que se puntualizan a continuación en la tabla 22:

Tabla 22.
Recursos humanos

Nombre	Aporte
Guillermo Jácome González	Investigación y elaboración del proyecto
Santiago Miranda Velasco	Investigación y elaboración del proyecto
Ing. Euro Mena Mena	Tutor y asesor general del proyecto de investigación
Ing. Francisco Alcocer Salazar	Asesoría y certificación de soldadura

5.2 Recursos tecnológicos

Los recursos tecnológicos son todas las herramientas que facilitaron la elaboración del trabajo de investigación, tanto en la parte escrita como en el desarrollo práctico detalladas en la tabla 23.

Tabla 23.
Recursos tecnológicos

Orden	Descripción	Cantidad	Valor Individual	Valor Total
1	Software Microsoft Office	1	90	90
2	Software Autodesk Inventor (Estudiantil)	1	0	0
3	Software ANSYS (Estudiantil)	1	0	0
4	Ensayos de soldadura	3	60	180
5	Corte por agua	2	55	110
6	Hora de alquiler torno	10	16	160
7	Soldadura	4	20	80
			Total	620

5.3 Recursos materiales

Los recursos materiales son aquellos elementos físicos utilizados en la realización del proyecto de titulación (tabla 24).

Tabla 24.
Recursos materiales

Orden	Descripción	Cantidad	Valor Individual	Valor Total
1	Plancha de aluminio AW7021	2	74,93	149,86
2	Eje sólido de aluminio AW7021	2	29,685	59,37
3	Rodamiento	2	25,00	50,00
4	Espaciadores	6	10	60
5	Pernos y tuercas de seguridad	10	1	10
6	Combustible	15	1,48	22,20
7	Calculadora	1	20,00	20,00
8	Resma de papel bond A4	1	5,75	5,75
9	Copias e Impresiones	800	0,05	40,00
			Total	417,18

5.4 Presupuesto

Una vez determinados los gastos de los recursos tecnológicos y materiales necesarios para la elaboración del proyecto de investigación se calcula el monto total (Tabla 25.).

Tabla 25.
Presupuesto total

Orden	Descripción	Valor Total
1	Recursos Tecnológicos	620
2	Recursos Materiales	417,18
3	10% Imprevistos	103,72
Total		1140,89

CONCLUSIONES

- El proceso de rediseño de la mangueta se consiguió correctamente, se redujo el peso de la misma en un 66%. Se pasó de usar manguetas de 2135 gramos a unas de 715 gramos.
- Se optimizó el diseño de las manguetas delanteras del prototipo usando el software CAE, mejorando así el desempeño del vehículo al reducir en 2823 gramos las masas no suspendidas
- Se elaboraron cuatro ensayos a partir del componente optimizado a través del análisis por elementos finitos en el *software* FEA seleccionando el más óptimo.
- Se implementó las nuevas manguetas optimizadas en el vehículo previo a la realización de las pruebas dinámicas, mismas que validaron el correcto diseño como procesos de manufactura.
- Se realizaron pruebas dinámicas con el vehículo donde se exigió a la nueva mangueta a distintas cargas; la misma no sufrió deformaciones ni tampoco falló.
- Se mejoró el frenado de las ruedas delanteras del prototipo al aumentar el área de contacto de las pastillas de freno modificando el anclaje de las mordazas de freno.

RECOMENDACIONES

- La calibración de la suspensión debe realizarse de acuerdo a cada competencia en la que participe el vehículo, parámetros como convergencia, camber, caster, etc.
- Para mejorar el rendimiento del vehículo es necesario disminuir las masas suspendidas, rediseñando partes como el bastidor y carrocería pues son estas las de mayor peso al momento.
- En futuros diseños es recomendable el uso de materiales compuestos en los distintos componentes para disminuir el peso del vehículo e incrementar los niveles de competitividad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AAMSA. (s.f.). *Abastecedora de aceros y maquillas S.A.* Recuperado el 19 de Diciembre de 2017, de <http://www.aamsa.com/productos/placa/placa-a-36/>
- Abambres, M., & Arruda, M. R. (10 de Julio de 2016). Finite element analysis of steel structures – a review of useful guidelines. *International Journal of Structural Integrity*, VII(4), 490-515. doi:10.1108/IJSI-07-2015-0020
- Acosta, L. (Diciembre de 2011). Ejemplos de Aplicación de la Optimización Estructural mediante Elementos Finitos. Bogota, Nariño, Colombia.
- Askeland, D. R. (1998). *Ciencia e Ingeniería de los Materiales* (Tercera ed.). D. F. México, México: International Thomson Editores.
- Bendsoe, M. P., & Sigmund, O. (2004). *Topology Optimization Theory, Methods and Applications* (Segunda ed.). Springer-Verlag Berlin Heidelberg. doi:10.1007/978-3-662-05086-6
- Boehler Uddeholm. (14 de Diciembre de 2017). *Aceros Boehler Uddeholm S.A.* Recuperado el 24 de Noviembre de 2017, de http://www.boehler-uddeholm.com.ar/media/Tabla_comparativa_de_propiedades_de_los_aluminios.pdf
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley*. (J. E. Murrieta Murrieta, & E. Alatorre Miguel, Trad.) D. F. México, México: McGraw-Hill Interamericana.
- Build Your Own Race Car. (16 de Marzo de 2016). *Build Your Own Race Car*. Recuperado el 15 de Noviembre de 2017, de <http://www.buildyourownracecar.com/race-car-suspension-basics-and-design/3/>
- Cavazos García, J. L. (1998). *Tratamiento Térmico de una Aleación de Aluminio 6063*. Tesis Doctoral, Universidad Autónoma de Nuevo León, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, San Nicolás de los Garza. Recuperado el 12 de Octubre de 2017, de <http://eprints.uanl.mx/552/1/1020146066.PDF>
- Chepkasov, S., Markin, G., & Akulova, A. (01 de Agosto de 2016). Suspension Kinematics Study of the “Formula SAE” Sports Car.

Procedia Engineering, 150, 1280-1286.

doi:10.1016/j.proeng.2016.07.288

Deng, S., & Suresh, K. (2 de Agosto de 2015). Predicting The Benefits Of Topology Optimization. *ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, 2A, 11. doi:10.1115/DETC2015-46349

Formula Student Germany. (07 de Agosto de 2011). (P. Jakowski , Ed.)

Recuperado el 10 de Mayo de 2017, de Formula Student Germany

Web Site:

[https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/2011_FSC_Compitation_Results_Engineering_Design.pdf](https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/2011_FSC_Comppetition_Results_Engineering_Design.pdf)

Formula Student Germany. (07 de Agosto de 2012). (H. Nissen, Ed.)

Recuperado el 7 de Mayo de 2017, de Formula Student Germany

Web Site:

https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/2012_FSC_AUTOCROSS.pdf

Formula Student Germany. (07 de Agosto de 2012). (H. Nissen, Ed.)

Recuperado el 7 de Mayo de 2017, de Formula Student Germany:

https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/2012_FSC_ENDURANCE.pdf

Formula Student Germany. (07 de Agosto de 2012). (H. Nissen, Ed.)

Recuperado el 11 de Mayo de 2017, de Formula Student Germany

Web Site:

https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/2012_FSC_DESIGN.pdf

Formula Student Germany. (07 de Agosto de 2012). (H. Nissen, Ed.)

Recuperado el 10 de Mayo de 2017, de Student Germany Web Site:

https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/2012_FSC_SKID_PAD.pdf

Formula Student Germany. (7 de Agosto de 2012). *Formula Student*

Germany Web Site. (H. Nissen, Ed.) Recuperado el 2017 de Mayo de 6, de

https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/2012_FSC_ACCELERATION.pdf

- Formula Student Germany. (5 de Agosto de 2012). The Disciplines at a Glance. *Formula Student Germany International Design Competition*(6), 8-9. Recuperado el 1 de Mayo de 2017, de https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/FSG2012_Programme_Magazine_www.pdf
- Formula Student Germany. (03 de Agosto de 2014). 1.0. Recuperado el 19 de Abril de 2017, de Formula Student Germany Web Site: <https://www.formulastudent.de/fsg/results/2014/>
- Gaffney, E., & Salinas, A. (Abril de 1997). Introduction to Formula SAE® Suspension and Frame Design. *SAE Technical Paper*, 13. doi:10.4271/971584
- Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2009). *Mecánica de Materiales* (Séptima ed.). (S. R. Cervantez González, Ed., & J. León Cárdenas, Trad.) D. F. México, México: Cengage Learning.
- Gleich Aluminium. (12 de Julio de 2016). *GLEICH Aluminiumwerk GmbH & Co. KG*. Recuperado el 20 de Noviembre de 2017, de https://gleich.de/en/wp-content/uploads/sites/4/2016/10/en_g.al_c330r.pdf
- Google. (s.f.). *Google maps*. Recuperado el 16 de Diciembre de 2017, de <https://goo.gl/maps/4kYkPFxQcoH2>
- Guascal Sanguña, E. J., & Quiroz Dávalos, L. A. (2015). *Diseño y construcción de un chasis para el vehículo tipo fórmula SAE*. Tesis Ingeniería, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Extensión Latacunga, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Latacunga. Recuperado el 16 de Abril de 2017, de <https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/9413/1/T-ESPEL-MAI-0508.pdf>
- Hibbeler, R. C. (2006). *Mecánica de materiales* (Sexta ed.). (P. M. Guerrero Rosas, Ed., J. de la Cera Alonso, & V. Gonzáles y Pozo, Trads.) Naucalpán de Juárez, Estado de México, México: Pearson Educación.
- Jaward, B., & Baumann, J. (2 de Diciembre de 2002). Design of Formula SAE Suspension. *SAE Technical Paper*, 7. doi:10.4271/2002-01-3310

- Joshi, T., & Joshi, V. (2016). Design and Analysis of Suspension and Steering Components of F1 Prototype. *Imperial Journal of Interdisciplinary Research*, *II(4)*, 595-602.
- Kakria, S., & Singh, D. (10 de Marzo de 2015). CAE analysis, optimization and fabrication of formula SAE vehicle structure. *SAE Technical Paper*, 20. doi:10.4271/2015-01-0072.
- Karthik, S., Krupa, R., & Smruti Rekha, S. (03 de Marzo de 2016). Design and analysis of a pushrod suspension system for a formula racing car. *International Journal Of Advances In Production And Mechanical Engineering (IJAPME)*, *II(2)*, 14-17.
- Kulkarni, V. R., & Tambe, A. G. (2013). Optimization and Finite Element Analysis of Steering Knuckle. *Altair Technology Conference*.
- Machover, C. (1996). *The Cad/Cam Handbook* (Segunda ed.). McGraw-Hill.
- MakeltFrom.com. (03 de Diciembre de 2017). Recuperado el 10 de Noviembre de 2017, de MakeltFrom.com:
<https://www.makeitfrom.com/compare/7021-7021-T6-AlZn5.5Mg1.5-Aluminum/7075-AlZn5.5MgCu-3.4365-2L95-A97075-Aluminum>
- Mena Mena, E. R. (2017). *Optimización estructural topológica de las manguetas delanteras para un vehículo prototipo Formula Student mediante el análisis de elementos finitos*. Tesis Maestría, Universidad Internacional SEK, Quito. Recuperado el 19 de Noviembre de 2017, de
<http://repositorio.uisek.edu.ec/bitstream/123456789/2678/1/Optimizaci%C3%B3n%20de%20la%20mangueta.pdf>
- Midwest Steel and Aluminum. (s.f.). *Midwest Steel Supply, Inc.* Recuperado el 10 de Enero de 2018, de
<https://www.midweststeelsupply.com/store/7075aluminumplate>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas* (Cuarta ed.). (P. M. Guerrero Rosas, Ed.) D. F. México, México: Pearson Educación.
- Mutha, A., Thosar, S., & Ghodmare, N. (2017). Design and Optimization of a Steering Knuckle of FSAE Car. *Innovative Design and Development Practices in Aerospace and Automotive Engineering*, 463-472. doi:10.1007/978-981-10-1771-1_50

- Muzzupappa, M., Barbieri, L., & Bruno, F. (2011). Integration of topology optimisation tools and knowledge management into the virtual Product Development Process of automotive components. *International Journal of Product Development*, IV, 20.
doi:10.1504/IJPD.2011.042291
- Orejuela de Cáceres, J. (Julio de 2016). *Diseño de la suspensión delantera de un vehículo de competición Formula SAE*. Tesis Maestría, Universidad de Valladolid, Escuela de Ingenierías Industriales, Valladolid. Recuperado el 4 de Junio de 2017, de Repositorio Documental Universidad de Valladolid:
<http://uvadoc.uva.es/bitstream/10324/18289/1/TFM-I-423.pdf>
- Pasaca Valdivieso, E. M. (2014). *Análisis de costos de prestación de servicios del centro mecanizado FADAL VMC 3016 y torno VIWA VTC 1640 T400 de laboratorio de procesos de manufactura del DECEM*. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica. Sangolquí: Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Carrera de Ingeniería Mecánica. Recuperado el 6 de Enero de 2018, de
<https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/7971/1/T-ESPE-047663.pdf>
- Pérez Belló, M. Á. (2011). *Circuitos fluidos Suspensión y dirección* (Segunda ed.). Editorial Paraninf.
- Pillajo Quijia, G. P. (17 de Octubre de 2012). *ESTUDIO CINEMÁTICO DEL COMPORTAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN DE UN PROTOTIPO DE FORMULA SAE STUDENT ELÉCTRICO DEL EQUIPO UPM RACING*. Tesis Maestría, Universidad Politécnica de Madrid, Instituto de Investigación del Automóvil, Madrid. Recuperado el 12 de Agosto de 2017, de Repositorio Digital Senescyt:
<http://repositorio.educacionsuperior.gob.ec/bitstream/28000/512/1/T-SENESCYT-0323.pdf>
- Reiher, T., & Koch, R. (2015). FE-Optimization and data handling for Additive Manufacturing of structural parts. *Paper presented at the 26th Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium*.

- Reyes Jiménez, D. A. (2016). *Diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo Formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC*. Tesis Maestría, Universidad del Azuay, Departamento de Posgrados, Cuenca. Recuperado el 11 de Septiembre de 2017, de <http://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/6486/1/12625.pdf>
- Riba Romeva, C., & Molina Gutiérrez, A. (2006). *Ingeniería concurrente: una metodología integradora*. Edicions UPC.
- Robertson, D., & Delagrammatikas, G. J. (04 de Diciembre de 2010). The Suspension System of the 2009 Cooper Union FSAE Vehicle: A Comprehensive Design Review. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 15. doi:10.4271/2010-01-0311
- Ruiz, S. (3 de Septiembre de 2015). *Oposinet*. Recuperado el 20 de Julio de 2017, de <https://oposinet.cvexpres.com/temario-de-fabricacion-mecanica-secundaria/temario-1-fabricacion-mecanica/tema-54-ajustes-y-tolerancias-sistema-de-ajuste-iso-ajustes-recomendados-intercambiabilidad-tolerancias-geomtricas-calibres-de-lmites-iso/>
- SAE International. (01 de Noviembre de 2011). Recuperado el 28 de Abril de 2017, de Formula SAE: http://www.fsaeonline.com/content/2012_fsae_rules_version_90111k.pdf
- Suárez Corrales, X. I., Villar López, R. V., Corvo Pérez, F. E., & Marrero, R. (Marzo de 2014). Resistencia al clima tropical de aceros galvanizados con y sin recubrimiento. *Ingeniería, Investigación y Tecnología*, 15(1), 29-40. doi:10.1016/S1405-7743(15)30004-4
- Waterman, B. (07 de Noviembre de 2011). *Design and Construction of a Space-frame Chassis*. Tesis, Universidad del Oeste de Australia, Escuela de Ingeniería Mecánica y Química. Recuperado el 24 de Noviembre de 2017, de The University of Western Australia: <http://robotics.ee.uwa.edu.au/theses/2011-REV-SAE-SpaceFrame-Waterman.pdf>
- Wong, A. J. (2007). *Design and Optimization of Upright Assemblies for Formula SAE Racecar*. Tesis, Universidad de Toronto, Departamento de Ingeniería Mecánica e Industrial, Toronto. Recuperado el 14 de

Octubre de 2017, de

<https://www.mie.utoronto.ca/mie/undergrad/thesis-catalog/290.pdf>

ANEXOS

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores:
**GUILLERMO ARTURO JÁCOME GONZÁLEZ Y SANTIAGO DAVID
MIRANDA VELASCO.**

En la ciudad de Latacunga, a los **30 días de enero del 2018.**



Ing. Euro R. Mena M.
Director



Ing. Danilo Zambrano
Director de Carrera



Dr. Freddy Jaramillo C.
Secretario Académico

